

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication :

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

(21) N° d'enregistrement national : 98 16250

(51) Int Cl⁶ : B 60 T 15/42

(12)

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 22.12.98.

(30) Priorité : 24.12.97 JP 35492497; 08.01.98 JP
00243798; 12.01.98 JP 01634598; 18.03.98 JP
06816498; 13.10.98 JP 29049698; 13.10.98 JP
29050398; 30.10.98 JP 32586098.

(43) Date de mise à la disposition du public de la
demande : 25.06.99 Bulletin 99/25.

(56) Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : Ce dernier n'a pas été
établi à la date de publication de la demande.

(60) Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

(71) Demandeur(s) : JIDOSHA KIKI CO., LTD. — JP et
DENSO CORPORATION — JP.

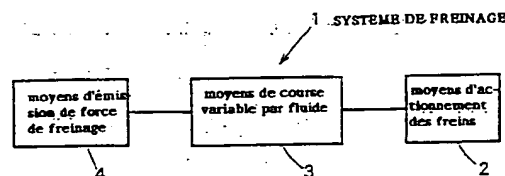
(72) Inventeur(s) : OKA HIROYUKI, KOBAYASHI
MICHIO, SHIMADA MASAHIRO, INOUE HIDEFUMI,
TAKASAKI YOSHIYASU, IKEDA MASAHIRO, WATA-
NABE MAKATO, SAWADA MAMORU et IMOTO YUZO.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : CABINET NETTER.

(54) SYSTEME DE FREINAGE.

(57) La présente invention concerne un système de freina-
ge (1) comportant des moyens d'actionnement des freins
(2) tels qu'une pédale de frein destinée à effectuer une opé-
ration de freinage, des moyens (3) de course variable par
fluide qui commandent de manière variable la course des
moyens d'actionnement des freins (2) en utilisant un fluide,
et des moyens d'émission de force de freinage (4) actionnés
par le fonctionnement des moyens d'actionnement des
freins (2) pour produire des forces de freinage. En manipu-
lant les moyens d'actionnement des freins (2), les moyens
d'émission de force de freinage (4) réalisent l'opération de
freinage. La plage de déplacement des moyens d'actionne-
ment des freins (2), c'est-à-dire la course, peuvent être
changés de plusieurs manières par les moyens (3) de cour-
se variable par fluide. En conséquence, on peut obtenir une
course de pédale correcte.



1

Système de freinage

La présente invention concerne un système de freinage dans lequel la course de moyens d'actionnement des freins, tels qu'une pédale de frein, peut être modifiée alors que l'effort de freinage exercé est le même.

Dans un système de freinage d'une automobile, un maître-cylindre est actionné en enfonçant une pédale de frein de manière à développer une pression de maître-cylindre qui est ensuite appliquée aux cylindres de roue. Les cylindres de roue développent donc des forces de freinage, freinant l'automobile. Les systèmes de freinage de ce type sont bien connus. Dans ce cas, le système de freinage utilise un dispositif d'amplification, qui est actionné par une pression de fluide telle qu'une dépression, une pression hydraulique, ou une pression d'air comprimé, interposé entre la pédale de frein et le maître-cylindre. Le dispositif d'amplification est actionné en enfonçant la pédale de frein pour amplifier la puissance exercée par la jambe sur la pédale de frein, pour émettre une puissance amplifiée destinée à actionner le maître-cylindre, fournissant ainsi une grande force de freinage avec une faible puissance de jambe exercée sur la pédale de frein.

Dans un tel système de freinage, la même course de pédale a toujours pour résultat la même force de freinage. C'est-à-dire que la force de freinage est déterminée en fonction de la course de la pédale, sans autre choix possible.

Cependant, comme la même course de pédale a toujours pour résultat la même force de freinage, ceci ne peut pas aller de paire avec l'amélioration de sa sensibilité c'est-à-dire la sensation ressentie lors du fonctionnement.

Par conséquent, un dispositif d'amplification a été proposé dans la publication de brevet japonais au nom

de Showa portant le numéro 57-4547 qui peut aller de
paire avec l'amélioration de sensibilité en changeant la
relation entre la course de la pédale et la force de
freinage. Dans le dispositif d'amplification décrit dans
5 cette publication, un piston de puissance est amené en
contact avec un premier côté d'une première extrémité
d'un levier de puissance, et une tige d'entrée est amenée
en contact avec un premier côté de l'autre extrémité du
levier de puissance, et une tige de sortie est amenée en
10 contact avec l'autre côté d'une partie intermédiaire du
levier de puissance. De cette manière, le déplacement de
la tige d'entrée devient une valeur qui est le déplace-
ment de la tige de sortie diminué du déplacement de l'au-
tre extrémité du levier de puissance provoqué par la mise
15 en rotation du levier de puissance, en obtenant ainsi un
déplacement plus grand de la tige de sortie même pour un
petit déplacement de la tige d'entrée. C'est-à-dire que
le dispositif d'amplification de la publication est conçu
pour changer le déplacement de la tige de sortie,
20 c'est-à-dire la force de freinage, dans un rapport cons-
tant, par rapport au déplacement de la tige d'entrée.

Cependant, puisque le dispositif d'amplifica-
tion mentionné ci-dessus est conçu pour changer le dépla-
cement de la tige de sortie dans un rapport constant par
25 rapport au déplacement de la tige d'entrée, le déplace-
ment de la tige de sortie ne peut pas être changé en une
valeur différente quelconque par rapport au déplacement
de la tige d'entrée, aussi longtemps qu'on utilise le
dispositif d'amplification. De plus, puisque le déplace-
30 ment de la tige de sortie est toujours changé par rapport
au déplacement de la tige d'entrée du dispositif d'ampli-
fication qui précède, le déplacement de la tige de sortie
est changé même lorsque l'utilisateur souhaite ne pas
changer le déplacement de la tige de sortie par rapport
35 au déplacement de la tige d'entrée.

Comme mentionné ci-dessus, lorsque le déplacement de la tige de sortie est toujours changé et dans un rapport constant par rapport au déplacement de la tige d'entrée, il est difficile d'obtenir une bonne sensation de fonctionnement et il est aussi difficile d'établir une course de pédale correcte correspondant aux conditions du véhicule telles que charge, états de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur.

5 C'est un but de la présente invention de fournir un système de freinage qui permet de commander librement la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins.

Afin d'atteindre ce but, un système de freinage selon la présente invention est un système de freinage dans lequel des moyens d'émission de force de freinage produisent des forces de freinage correspondant à l'opération de freinage de moyens d'actionnement des freins, et est caractérisé en ce que la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins peut être modifiée par une commande hydraulique.

De plus, un système de freinage selon la présente invention comporte : des moyens d'actionnement des freins, des moyens d'émission de pression de freinage pour produire une pression de fluide de freinage conforme au fonctionnement des moyens d'actionnement des freins, et des moyens d'émission de force de freinage pour produire des forces de freinage conformes à la pression de freinage; et est caractérisé en ce qu'il comporte de plus des moyens de commande de plage de déplacement pour permettre de modifier la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins par une commande hydraulique, de sorte que la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins est modifiée par les moyens de commande de plage de déplacement.

La présente invention est caractérisée en ce que les moyens d'émission de pression de freinage ont un dispositif d'amplification à dépression, et que les moyens de commande de plage de déplacement sont agencés dans le dispositif d'amplification à dépression.

De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens de commande de plage de déplacement commandent le déplacement relatif d'un élément de sortie du dispositif d'amplification à dépression par rapport à un élément d'entrée du dispositif d'amplification à dépression en utilisant un fluide pour changer la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins.

De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens de commande de plage de déplacement commandent la réaction d'un mécanisme de réaction du dispositif d'amplification à dépression, en utilisant un fluide destiné à commander le déplacement de l'élément de sortie par rapport à l'élément d'entrée.

De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens de commande de plage de déplacement commandent le déplacement de moyens formant soupape de commande du dispositif d'amplification de freinage par rapport aux moyens de sortie, en utilisant un fluide pour commander le déplacement de l'élément de sortie par rapport à l'élément d'entrée.

De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens d'émission de pression de freinage comportent un dispositif d'amplification à dépression et un maître-cylindre actionné par le dispositif d'amplification à dépression, et les moyens de commande de plage de déplacement sont agencés entre le dispositif d'amplification à dépression et le maître-cylindre.

De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens de commande de plage de déplacement commandent le déplacement d'un piston du maître-cylindre

par rapport à un élément de sortie du dispositif d'amplification à dépression en utilisant un fluide pour changer la plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins.

5 De plus, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens d'émission de pression de freinage ont un maître-cylindre et les moyens de commande de plage de déplacement sont agencés dans le maître-cylindre.

10 En outre, la présente invention est caractérisée en ce que les moyens de commande de plage de déplacement sont agencés entre les moyens d'émission de pression de freinage et les moyens d'émission de force de freinage.

15 De plus, la présente invention est caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une source de pression de fluide pour produire une pression de fluide, les moyens de commande de plage de déplacement ayant une électrovanne de commutation qui est sélectivement commutée pour alimenter la pression de fluide provenant des moyens d'émission de pression de freinage ou la pression de fluide provenant de la source de pression de fluide, vers les moyens d'émission de force de freinage.

20 De plus, la présente invention est caractérisée en ce que le changement de plage de déplacement des moyens d'actionnement des freins est effectué à chaque fois qu'une condition prédéterminée est satisfaite.

25 De plus, la présente invention est caractérisée en ce que la condition prédéterminée est établie sur la base d'au moins une des conditions telles qu'une condition de charge de véhicule, un état de fonctionnement des freins, l'état de la surface de la route, et le choix d'un conducteur.

30 Dans le système de freinage de la présente invention, ayant la structure ci-dessus, la course des moyens d'actionnement des freins peut être changée de

35

plusieurs manières en utilisant un fluide à tout moment ou à chaque fois que nécessaire. Puisque la course des moyens d'actionnement des freins peut être modifiée en utilisant un fluide, la course peut être établie de plusieurs manières en commandant simplement le fluide à l'aide de l'unité de commande électronique.

Par conséquent, les moyens d'actionnement des freins peuvent être établis de plusieurs manières pour avoir une course de pédale correcte correspondant aux conditions du véhicule telles que les conditions de charge, et d'actionnement des freins, et/ou au choix d'un conducteur.

D'autres buts et avantages de la présente invention seront évidents ou apparaîtront en partie à la lecture de la description qui va suivre. La présente invention comporte en conséquence les caractéristiques de construction, les combinaisons d'éléments, et l'agencement des pièces, qui sont donnés à titre d'exemple dans la construction établie ci-après, et la portée de la présente invention sera indiquée dans les revendications.

On va maintenant décrire la présente invention, à titre d'exemple uniquement, en référence aux dessins annexés sur lesquels:

- la figure 1 est une représentation destinée à expliquer le principe de fonctionnement d'un système de freinage selon la présente invention,

- la figure 2 représente un premier mode de réalisation de système de freinage selon la présente invention,

- la figure 3 est une vue en coupe représentant partiellement le dispositif d'amplification à dépression utilisé dans le système de freinage représenté sur la figure 2,

- la figure 4 est une vue représentant partiellement le dispositif d'amplification à dépression représenté sur la figure 3 dans son état actif,

5 - la figure 5 est une vue en coupe représentant partiellement un deuxième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 6 est une vue en coupe représentant partiellement un troisième mode de réalisation de la présente invention,

10 - la figure 7 est une vue en coupe représentant partiellement un quatrième mode de réalisation de la présente invention dans son état actif,

- la figure 8 est une vue en coupe représentant partiellement un cinquième mode de réalisation de la présente invention,

15 - la figure 9 est une vue en coupe représentant partiellement un sixième mode de réalisation de la présente invention,

20 - la figure 10 est une vue en coupe représentant partiellement un septième mode de réalisation de la présente invention,

25 - la figure 11 est une vue en coupe représentant un exemple en variante du septième mode de réalisation représenté sur la figure 10,

30 - la figure 12 est une vue en coupe représentant partiellement un huitième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 13 est une vue en coupe représentant partiellement un neuvième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 14 est une vue partielle en coupe, à plus grande échelle, du dispositif d'amplification hydraulique représenté sur la figure 13,

- la figure 15 est une vue en coupe représentant un dixième mode de réalisation de la présente invention,

5 - la figure 16 est une vue partielle en coupe à plus grande échelle du dispositif d'amplification hydraulique représenté sur la figure 15,

- la figure 17 est une vue représentant un exemple en variante du dixième mode de réalisation représenté sur la figure 15,

10 - la figure 18 est une vue représentant schématiquement un onzième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 19 est une vue représentant les caractéristiques d'entrée et de sortie du dispositif d'amplification hydraulique représenté sur la figure 18,

15 - la figure 20 est une vue en coupe représentant un douzième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 21 est une vue représentant schématiquement un treizième mode de réalisation de la présente invention,

20 - la figure 22 est une vue en coupe du maître-cylindre utilisé dans le système de freinage du treizième mode de réalisation représenté sur la figure 21,

25 - la figure 23 est une vue représentant schématiquement un quatorzième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 24 est une vue en coupe d'un maître-cylindre utilisé dans le système de freinage du quatorzième mode de réalisation de la présente invention,

30 - la figure 25 est une vue en coupe représentant un quinzième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 26 est une vue partielle en coupe, à plus grande échelle, du maître-cylindre représenté sur la figure 25,

- la figure 27 est une vue représentant un seizième mode de réalisation de la présente invention,

- la figure 28 est une vue représentant un dix-septième mode de réalisation de la présente invention, et

- la figure 29 est une vue représentant un dix-huitième mode de réalisation de la présente invention.

La figure 1 est une représentation destinée à expliquer le principe fondamental d'un système de freinage selon la présente invention.

Comme représenté sur la figure 1, le système de freinage 1 selon la présente invention comporte fondamentalement des moyens d'actionnement des freins 2 tels qu'une pédale de frein destinée à effectuer une opération de freinage, des moyens de course variable par fluide 3 qui commandent de manière variable la course des moyens d'actionnement des freins 2 en utilisant un fluide, et des moyens d'émission de force de freinage 4 qui sont actionnés par le fonctionnement des moyens d'actionnement des freins 2 pour produire une force de freinage. Les moyens de course variable par fluide 3 correspondent aux moyens de commande de plage de déplacement de la présente invention. Lorsque les moyens d'actionnement des freins 2 sont actionnés, les moyens d'émission de force de freinage 4 réalisent l'opération de freinage. A ce moment, les moyens de course variable par fluide 3 peuvent modifier la distance manipulée c'est-à-dire la course, vers des valeurs différentes, par le fluide, pour la même sortie des moyens d'émission de force de freinage 4, à tout moment, ou à chaque fois que nécessaire.

La figure 2 est une vue représentant le premier mode de réalisation de système de freinage selon la pré-

sente invention, et la figure 3 est une vue en coupe représentant partiellement un dispositif d'amplification à dépression utilisé dans le système de freinage représenté sur la figure 2. Il doit être noté que les parties similaires, ou correspondantes, aux parties représentées sur la figure 1 sont indiquées par les mêmes références numériques, de sorte que la description de ces parties ne sera pas faite (ceci est vrai pour la description des autres modes de réalisation qui vont suivre, de telles parties similaires, ou correspondantes, aux parties des modes de réalisation qui précèdent sont indiquées par les mêmes références numériques).

Comme représenté sur la figure 2, le système de freinage 1 du premier mode de réalisation comporte le dispositif d'amplification à dépression 5, un maître-cylindre 6 du type tandem qui est actionné par le dispositif d'amplification à dépression 5 pour produire une pression de maître-cylindre, des cylindres de roue 7, 8, 9 et 10 dans lesquels la pression de maître-cylindre est envoyée de manière à produire des forces de freinage, et une pédale de frein 11 destinée à actionner le dispositif d'amplification à dépression 5. Les cylindres de roue 7, 8, 9 et 10 correspondent aux moyens d'émission de la force de freinage de la figure 1 et la pédale de frein 11 correspond aux moyens d'actionnement des freins 2.

Comme représenté sur la figure 3, le dispositif d'amplification à dépression 5 a un piston de puissance 14, qui est disposé dans un conteneur étanche comportant une enveloppe avant 12 et une enveloppe arrière 10 de la même manière que le dispositif d'amplification à dépression habituel. Le piston de puissance 14 comporte une partie cylindrique 16 ayant un trou cylindrique étagé 15 qui a un fond et s'ouvre en direction du côté arrière, et une partie 17 formant piston analogue à une plaque en forme de disque fixée sur la partie cylindrique 16. Dans

le trou cylindrique étagé 15 du cylindre 16 est située une partie avant d'un corps de soupape 18. Une partie de piston 19 formée sur l'extrémité avant du corps de soupape 18 est agencée de manière étanche et coulissante dans une partie de grand diamètre du trou cylindrique étagé 15. La partie de piston 19 coulisse entre une partie étagée 20 du trou cylindrique étagé 15 et un anneau d'arrêt 21 positionné au niveau du côté arrière par rapport à la partie étagée 20.

10 Le conteneur étanche constitué de l'enveloppe avant 12 et de l'enveloppe arrière 13 est divisé en une chambre à pression constante 23 située au niveau du côté avant et d'une chambre à pression variable 24 située au niveau du côté arrière, par un piston formant diaphragme 15 22 disposé sur l'arrière de la partie de piston 17 du piston de puissance 14. La chambre à pression constante 23 communique avec un collecteur d'admission d'un moteur (non-représenté) par l'intermédiaire d'un tuyau d'introduction de vide 25 de sorte qu'une pression négative est 20 toujours introduite dans la chambre à pression constante. La chambre à pression variable 24 communique avec la chambre à pression constante 23 de sorte que la pression négative est introduite dans la chambre à pression variable dans son état inactif, et communique avec l'atmosphère de sorte que la pression atmosphérique est introduite dans la chambre à pression variable dans son état 25 actif.

Une soupape de commande 26 est disposée dans le corps de soupape 18 qui comporte un premier siège de soupape 27 formé à l'intérieur du corps de soupape 18, un 30 second siège de soupape 29 formé à l'extrémité arrière du poussoir de soupape 28 disposé de manière coulissante dans le corps de soupape 18, et un élément formant soupape 31 qui est disposé dans le corps de soupape 18 et 35 est rappelé par un ressort de rappel de soupape 30 de

sorte qu'il vienne en appui dans les premier et second sièges de soupape 27, 29 ou s'écarte de ceux-ci.

Une partie située à l'extérieur du premier siège de soupape 27 communique toujours avec la chambre à pression constante 23 par l'intermédiaire d'un passage de pression constante 32 formé axialement dans le corps de soupape 18 et un passage 33 formé axialement dans la partie cylindrique 16. L'espace existant entre les premier et second sièges de soupape 27, 29 communique toujours avec la chambre à pression variable 24 à travers un passage de pression variable 34 formé radialement dans le corps de soupape 18. De plus, la partie intérieure du second siège de soupape 29 communique toujours avec l'atmosphère par l'intermédiaire d'un passage de pression 35 formé dans le corps de soupape 18. Alors, le premier siège de soupape 27 et l'élément formant soupape 31 constituent une soupape de mise en dépression qui permet à la chambre à pression variable 24 de communiquer avec la chambre à pression constante 23 pour alimenter une pression négative jusqu'à l'intérieur de la chambre à pression variable 24. Le second siège de soupape 29 et l'élément formant soupape 31 constituent une soupape atmosphérique qui permet à la chambre à pression variable 24 de communiquer avec l'atmosphère pour envoyer la pression atmosphérique à l'intérieur de la chambre à pression variable 24.

Un arbre d'entrée 36 est relié, à son extrémité avant, de manière pivotante à une partie d'extrémité droite du poussoir de soupape 28 et est relié à la pédale de frein 11 à son extrémité arrière. Un ressort de rappel de soupape 37 est interposé et comprimé entre l'arbre d'entrée 36 et le corps de soupape 18 en ayant une force de ressort plus grande que celle du ressort de rappel de soupape 30. Par conséquent, l'élément formant soupape 31 est en appui dans le second siège de soupape 29 du pous-

soir de soupape 28 et est écarté du premier siège de soupape 27 dans son état inactif.

Un trou d'insertion de clavette 38 est formé radialement dans le corps de soupape 18 et un élément formant clavette 39 est inséré dans le trou d'insertion de clavette 38. L'élément formant clavette 39 a deux extrémités en fourche qui sont en prise avec une partie de petit diamètre 28a du poussoir de soupape 28. L'élément formant clavette 39 empêche le poussoir de soupape 28 de sortir du corps de soupape 18. Dans ce cas, le passage de pression variable 34 et le trou d'insertion de clavette 38 sont adjacents l'un à l'autre dans la direction axiale de sorte qu'ils sont formés en un seul bloc.

L'élément formant clavette 39 est mobile dans une plage axiale du trou d'insertion de clavette 38 et également mobile dans une plage axiale de la partie de petit diamètre 28a du poussoir de soupape 28. Lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est dans l'état inactif comme représenté sur la figure 3, l'élément formant clavette 39 vient en contact avec une paroi intérieure de l'enveloppe arrière 13 et le poussoir de soupape 28 est maintenu dans une position avancée par rapport au corps de soupape 18 de sorte que le jeu existant dans la course de l'arbre d'entrée 36 est réduit à l'étape initiale de fonctionnement du dispositif d'amplification à dépression 5.

L'extrémité arrière d'un arbre de sortie 40 est reliée au fond de la partie cylindrique 16 du piston de puissance 14. L'arbre de sortie 40 traverse de manière coulissante dans l'enveloppe avant 12, est rendu étanche par un élément d'étanchéité 41, et fait saillie vers l'avant à l'extérieur du conteneur étanche. L'extrémité avant de l'arbre de sortie 40 est en contact avec le piston principal (non-représenté) du maître-cylindre 6 de sorte que l'arbre de sortie 40 actionne le piston princi-

pal lorsque le piston de puissance 14 agit. Alors que le dispositif d'amplification à dépression 5 et le maître-cylindre 6 agissent, une réaction provenant du maître-cylindre 6 est transmise au piston de puissance 14 par l'intermédiaire de l'arbre de sortie 40. La réaction transmise au piston de puissance 14 n'est pas transmise au corps de soupape 18 du fait que la partie de piston 19 du corps de soupape 18 est agencée de manière coulissante dans le trou cylindrique étagé 15 de la partie cylindrique 16. Puisque le piston de puissance 14 et le poussoir de soupape 28 ne sont pas en contact l'un avec l'autre ni directement ni indirectement, la réaction n'est pas transmise à l'arbre d'entrée 36 par l'intermédiaire du poussoir de soupape 28.

15 Puisque, cependant, la réaction n'est pas transmise à l'arbre d'entrée 36 pendant l'opération de freinage, le conducteur ne peut pas ressentir l'opération de freinage. Pour éliminer cet inconvénient, le système de freinage 1 du premier mode de réalisation a des moyens fournissant une réaction 42 situés dans le dispositif d'amplification à dépression. Les moyens fournissant une réaction 42 comportent un piston de réaction 43 qui est positionné à l'avant du corps de soupape 18 et agencé de manière étanche et coulissante dans la partie de petit diamètre du trou cylindrique étagé 15 de la partie cylindrique 16. Une tige de piston 44, dont le diamètre est plus petit que celui du piston de réaction 43, est formée du côté arrière du piston de réaction et l'extrémité arrière de la tige de piston 44 est agencée de manière étanche et coulissante dans le trou axial existant au niveau du côté avant du corps de soupape 18.

25 La tige de piston 44 a une concavité 45 formée dans sa partie d'extrémité arrière. La concavité 45 ouvre en direction du côté arrière. La partie d'extrémité avant du poussoir de soupape 28 est agencée de manière coulis-

sante dans la concavité 45 de manière telle que l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 et le fond de la concavité 45 sont en vis-à-vis l'un de l'autre. Dans ce cas, lorsque le système de freinage est inactif, comme représenté sur la figure 3, l'extrémité arrière de la tige de piston 44 est en contact avec l'élément formant clavette 39 qui est en contact avec la paroi intérieure de l'enveloppe arrière 13. Dans cet état, un espace prédéterminé existe entre l'extrémité avant du poussoir de soupape 28, qui est empêché de se déplacer vers l'arrière par l'élément formant clavette 39, et le fond de la concavité 45. D'autre part, lorsque le système de freinage est actif, le corps de soupape 18 avance de sorte que l'élément formant clavette 39 est écarté de la paroi intérieure de l'enveloppe arrière 13 c'est-à-dire que l'élément formant clavette 39 se retire par rapport au corps de soupape 18 et que le piston de réaction 43 se retire aussi par rapport au corps de soupape 18, de sorte que le fond de la concavité 45 du piston de réaction 43 et l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 sont amenés en contact l'un avec l'autre. Le contact entre le piston de réaction 43 et le poussoir de soupape 28 permet de transmettre la réaction provenant du piston de réaction 43 à la pédale de frein 11 par l'intermédiaire du poussoir de soupape 28 et de l'arbre d'entrée 36.

De plus, le piston de réaction 43 est toujours rappelé en direction du côté arrière par un ressort 46 et le corps de soupape 18 est toujours rappelé en direction du côté arrière par un ressort 47 comprimé et disposé entre le piston de réaction 43 et le corps de soupape 18.

Dans le trou cylindrique étagé 15 de la partie cylindrique 16 du piston de puissance 14, une seconde chambre à pression variable 48 est définie entre le fond de la partie cylindrique 16 et le piston de réaction 43 et une seconde chambre à pression constante 49 est définie

nie entre la partie de piston 19 du corps de soupape 18 et le piston de réaction 43.

La seconde chambre à pression variable 48 communique toujours avec la chambre à pression variable 24 par l'intermédiaire d'un passage formant orifice axial 50 formé dans la tige de piston 44 et le passage radial de pression variable 34. La seconde chambre à pression constante 49 communique toujours avec la chambre à pression constante 23 par l'intermédiaire du passage 33 de la partie cylindrique 16 et communique toujours avec l'extérieur du premier siège de soupape 27 par l'intermédiaire du passage de pression constante 32. La surface, opposée à la surface située en vis-à-vis de la seconde chambre à pression constante 49, de la partie de piston 19 du corps de soupape 18, est en vis-à-vis de la chambre à pression

variable 24. La partie cylindrique 16 du piston de puissance 14 est toujours rappelée vers l'arrière par un ressort de rappel 51 de sorte que l'extrémité arrière de la partie cylindrique 16 est en contact avec la paroi intérieure de l'enveloppe arrière 13 lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est inactif, comme représenté sur la figure 3.

Le maître-cylindre 6 du type tandem est bien connu dans la technique et comporte habituellement un piston primaire et un piston secondaire (non-représentés). Le piston primaire est actionné par la sortie du dispositif d'amplification à dépression 5 pour développer la pression de maître-cylindre et le piston secondaire est actionné par la pression de maître-cylindre pour développer la pression de maître-cylindre qui est ensuite envoyée aux cylindres de roue 7, 8, 9, 10.

On va maintenant faire la description du fonctionnement du système de freinage 1 du premier mode de réalisation dont la structure est décrite ci-dessus.

Lorsque le système de freinage est inactif, le dispositif d'amplification à dépression 5 est dans l'état inactif tel que représenté sur la figure 3, dans lequel la soupape de mise en dépression est ouverte et la soupape atmosphérique est fermée de sorte qu'une pression négative est envoyée vers la chambre à pression variable 24 et la seconde chambre à pression variable 48 et qu'il n'y a pas de différence de pression entre la chambre à pression variable 24 et la chambre à pression constante 23 ni entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49. Par conséquent, le piston de puissance 14 et le piston de réaction 43 n'agissent pas, de sorte que le dispositif d'amplification à dépression 5 ne développe aucune sortie.

15 Lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée, dans cet état, pour réaliser l'opération de freinage normal, l'arbre d'entrée 36 avance. Alors, le corps de soupape 31 vient en appui dans le premier siège de soupape 27 et s'écarte du second siège de soupape 29 de sorte que la soupape de mise en dépression est fermée et la soupape atmosphérique est ouverte. En conséquence, la chambre à pression variable 24 est coupée de la chambre à pression constante 23 et est reliée à l'atmosphère de telle sorte que la pression atmosphérique est envoyée dans la chambre à pression variable 24 et le piston de puissance 14 est actionné pour avancer. C'est-à-dire que le piston de puissance 14 amplifie en sortie la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein. La sortie du piston de puissance 14 actionne le piston primaire du maître-cylindre 6 par l'intermédiaire de l'arbre de sortie 40 de sorte que le piston primaire développe une pression de maître-cylindre et le piston secondaire développe donc une pression de maître-cylindre. Ces pressions de maître-cylindre sont envoyées vers les cylindres de roue 7, 8, 9 et 10, en obtenant ainsi l'action de freinage. A ce

moment, la pression de maître-cylindre est transmise au piston de puissance 14 par l'intermédiaire de l'arbre de sortie 40 mais n'est pas transmise au poussoir de soupape 28.

5 D'autre part, la pression atmosphérique est envoyée vers la chambre à pression variable 24 et aussi vers la seconde chambre à pression variable 48 par l'intermédiaire du passage de pression variable 34 et du passage formant orifice 50. Du fait de l'opération de freinage normal, la pression atmosphérique est un peu étranglée par le passage formant orifice 50, avant de pénétrer
10 dans la seconde chambre à pression variable 48. Alors, une différence de pression est produite entre les deux côtés du piston de réaction 43 de sorte que le piston de
15 réaction 43 est rappelé en direction de l'arrière. De plus, une différence de pression est produite entre les deux côtés de la partie de piston 19 du corps de soupape 18. Du fait de la différence de pression, le corps de
20 soupape 18 avance aussi. Lorsque le corps de soupape 18 avance, l'élément formant clavette 39 avance et s'écarte de la paroi intérieure de l'enveloppe arrière 13. Après ceci, l'élément formant clavette 39 et le piston de réaction 43 se retirent de sorte que le fond de la concavité 45 et l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 viennent en contact l'un avec l'autre. Par conséquent, la
25 réaction produite par les différences de pression entre les deux côtés du piston de réaction 43 est transmise à la pédale de frein 11 par l'intermédiaire du poussoir de soupape 28 et de l'arbre d'entrée 36.

30 Lorsque la pression existant dans la chambre à pression variable 24 atteint une valeur prédéterminée correspondant à l'entrée, le dispositif d'amplification à dépression 5 est dans un état auto-équilibré dans la zone de charge médiane comme représenté sur la figure 4.
35 C'est-à-dire que sur le piston de puissance 14 qui est

dans cet état, la force dirigée vers l'arrière produite par la réaction des freins provenant de l'arbre de sortie 40 et la force élastique du ressort de rappel 51, et la force produite vers l'avant par la différence de pression existant entre la chambre à pression variable 24 et la chambre à pression constante 23 sont équilibrées.

De plus, sur le piston de réaction 43 qui est dans cet état, la force dirigée vers l'arrière produite par la force élastique du ressort 46 et la différence de pression entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49 et la force dirigée vers l'avant créée par la force élastique du ressort 47 et la puissance de la jambe du conducteur exercée sur la pédale de frein 11, c'est-à-dire la force dirigée vers l'avant du poussoir de soupape 28, sont équilibrées. Dans ce cas, en changeant la différence de pression entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49 par rapport à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein 11, les forces élastiques des ressorts 46, 47 sont modifiées. Cependant, dans l'état de charge médiane, puisque la soupape atmosphérique et la soupape de mise en dépression sont toutes deux fermées, les positions relatives du corps de soupape 18 et du piston de réaction 43 sont déterminées sans autre choix de sorte que les forces élastiques des ressorts 46, 47 doivent être déterminées par les positions relatives du piston de puissance 14 et du corps de soupape 18.

Par conséquent, en changeant la pression de la seconde chambre à pression variable 48, on change la position du corps de soupape 18, c'est-à-dire de l'arbre d'entrée 36, par rapport au piston de puissance 14. C'est-à-dire qu'en changeant la pression dans la seconde chambre à pression variable 48, la distance de progression vers l'avant du corps de soupape 18, c'est-à-dire de

l'arbre d'entrée 36, peut être établie plus petite que celle du piston de puissance 14. Les ressorts 46, 47, la surface de réception de pression, et le piston de réaction 43 peuvent être établis de manière séparée. Dans le premier mode de réalisation, la pression existant dans la chambre à pression variable 24 est introduite dans la seconde chambre à pression variable 48 et la progression vers l'avant du corps de soupape 18 est établie pour être plus petite que celle du piston de puissance 14 due à la pression existant dans la chambre à pression variable 24.

L'arbre de sortie 40 recevant la réaction des freins est amené à se déplacer de manière relativement importante pour compenser le jeu existant au niveau des courses de piston du maître-cylindre 6 et des cylindres de roue 7, 8, 9, 10, c'est-à-dire le temps depuis le moment où le piston du maître-cylindre 6 commence à avancer jusqu'au moment où la pression des freins est nettement accrue. D'autre part, la distance de progression vers l'avant du corps de soupape 18 est déterminée par la force élastique du ressort 30 et par la surface de réception de pression de la partie de piston 19, indépendamment de l'amplitude de la réaction des freins. Dans le premier mode de réalisation, la distance de progression vers l'avant du corps de soupape 18 est établie pour être plus petite que celle du piston de puissance 14 comme mentionné ci-dessus. Par conséquent, la course de l'arbre d'entrée 36, qui avance avec la progression du corps de soupape 18, et la course de la pédale de frein 11, qui interagit avec l'arbre d'entrée 36, deviennent relativement plus petites. Plus la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein 11 est importante, plus la course de la pédale de frein 11 est petite par rapport à la course du piston de puissance 14.

Dans le piston de réaction 43, tel que mentionné ci-dessus, puisque la force dirigée vers l'arrière

exercée par la force élastique du ressort 46 et la différence de pression existant entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49 et la force dirigée vers l'avant exercée par la force élastique du ressort 47 et la puissance de jambe du conducteur exercée sur la pédale de frein 11, c'est-à-dire le poussoir de soupape 28, sont équilibrées, une force dirigée vers l'arrière exercée par les forces élastiques des ressorts 46, 47 et la différence de pression existant entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49 est transmise sous forme d'une réaction sur la pédale de frein 11. Dans ce cas, la différence de pression entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49 est égale à la différence de pression existant entre la chambre à pression variable 24 et la chambre à pression constante 23. De plus, la différence de pression existant entre la chambre à pression variable 24 et la chambre à pression constante 23 correspond à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein 11. En résultat, la réaction correspond à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein 11.

Le fonctionnement du système de freinage, par exemple dans le cas d'un freinage d'urgence, lorsque la puissance de jambe est plus grande que celle du cas normal, est fondamentalement le même que celui du freinage normal. Puisque la seconde chambre à pression variable 48 communique avec le passage de pression variable 34 à travers le passage formant orifice 50 du premier mode de réalisation, la pression atmosphérique pénètre rapidement dans la chambre à pression variable 24 à travers le passage de pression variable 34 mais pénètre relativement lentement dans la seconde chambre à pression variable 48 du fait que l'écoulement de la pression atmosphérique est étranglé par le passage formant orifice 50 dans un tel

freinage d'urgence. Par conséquent, la pression existant dans la chambre à pression variable 24 est augmentée rapidement, alors que la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est augmentée avec un certain retard par comparaison avec celle de la chambre à pression variable 24. En résultat, la réaction se développe un peu de sorte que les forces de freinage sont rapidement accrues et que la course de la pédale de frein 11 est réduite par comparaison à la course habituelle.

10 Dans le système de freinage 1 du premier mode de réalisation, les moyens de course variable par fluide 3 permettent le mouvement relatif entre le piston de puissance 14 et le corps de soupape 18 c'est-à-dire entre l'arbre de sortie 40 et l'arbre d'entrée 36, et appli-

15 quent la réaction sur la soupape de commande 26 par l'intermédiaire d'une pression de fluide. C'est-à-dire que les moyens de course variable par fluide 3 permettent la séparation entre le piston de puissance 14 et le corps de soupape 18 de sorte qu'ils peuvent se déplacer l'un par

20 rapport à l'autre et changer la réaction du mécanisme de réaction en utilisant la pression atmosphérique de manière à changer la course de la pédale de frein par l'intermédiaire de la pression atmosphérique à chaque fois que le dispositif d'amplification à dépression 5 est ac-

25 tionné. Dans ce cas, la pression atmosphérique destinée à commander la réaction du mécanisme de réaction est changée par la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein de sorte que plus la puissance de jambe est importante, plus la course de la pédale de frein est petite.

30 Par conséquent, selon le premier mode de réalisation, la course de la pédale de frein peut être amenée à un rapport différent correspondant à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein.

La figure 5 est une vue en coupe représentant partiellement le deuxième mode de réalisation de la présente invention.

Dans le premier mode de réalisation mentionné ci-dessus, la seconde chambre à pression variable 48 communique toujours avec la chambre à pression variable 24 par l'intermédiaire du passage formant orifice axial 50 et du passage radial de pression variable 34 de sorte que la pression atmosphérique existant dans la chambre à pression variable 24 est directement introduite dans la seconde chambre à pression variable 48 de sorte que la réaction du mécanisme de réaction est modifiée en fonction de la puissance de jambe appliquée sur la pédale de frein de manière à changer la course de la pédale de frein. Dans le système de freinage 1 du deuxième mode de réalisation, cependant, le passage formant orifice axial 50 est supprimé comme représenté sur la figure 5 et la seconde chambre à pression variable 48 est coupée de la chambre à pression variable 24 de manière à devenir une chambre étanche. De plus, la seconde chambre à pression variable 48 est reliée, par une électrovanne 218, à la chambre à pression constante 23 lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est inactif et à l'atmosphère lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est actif.

Dans le système de freinage 1 du deuxième mode de réalisation, le fonctionnement de l'électrovanne 218 est commandé correctement par une unité de commande électronique non-représentée pendant l'enfoncement de la pédale de frein 11 pour introduire de manière correcte la pression atmosphérique dans la seconde chambre à pression variable 48. Lorsque la pression dans la seconde chambre à pression variable 48 est établie à un niveau plus élevé de sorte que la réaction du mécanisme de réaction est plus importante, la course de la pédale de frein devient

plus petite. Lorsque la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est établie plus faible de sorte que la réaction du mécanisme de réaction est plus faible, la course de la pédale de frein devient plus grande. De cette manière, la course de la pédale peut être modifiée de plusieurs manières et par conséquent peut être établie correctement en fonction des conditions du véhicule telles que charge, conditions de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou du conducteur.

Pour expliquer de manière concrète, l'état chargé du véhicule est détecté par un détecteur de charge (non-représenté). Lorsque l'état chargé est lourd, l'unité de commande électronique commande de manière adaptée l'électrovanne 218 pour raccourcir la course de la pédale. Lorsque la décélération G du véhicule est importante pendant une opération de freinage, l'unité de commande électronique commande de manière adaptée l'électrovanne 218 pour qu'elle raccourcisse la course de la pédale de frein conformément à un signal détecté en provenance de chaque détecteur de vitesse de roue ou d'un détecteur de décélération. De manière similaire, en fonction d'un signal détecté provenant d'un détecteur non-représenté tel qu'un détecteur d'angle de braquage, des détecteurs de vitesse de roue, des détecteurs de détection d'enfoncement de la pédale de frein 11, ou un détecteur de course de l'arbre d'entrée 36, lorsque l'unité de commande électronique détermine un déplacement sur une route droite, un déplacement à haute vitesse, un déplacement sur une route ayant un coefficient de friction élevé (route à μ élevé) un déplacement en descente, un enfoncement rapide de la pédale de frein 11, une distance relativement longue de déplacement de la pédale de frein 11, ou une charge relativement lourde, elle commande de

manière adaptée l'électrovanne 218 pour raccourcir la course de la pédale de frein.

Au contraire, lorsque la décélération G du véhicule est petite pendant une opération de freinage, l'unité de commande électronique commande de manière adaptée l'électrovanne 218 pour allonger la course de la pédale conformément à un signal détecté en provenance de chaque détecteur de vitesse de roue ou d'un détecteur de décélération. De manière similaire, conformément à un signal détecté provenant d'un détecteur non-représenté tel qu'un détecteur d'angle de braquage, des détecteurs de vitesse de roue, un détecteur de détection d'enfoncement de la pédale de frein 11, un détecteur de course de l'arbre d'entrée 36, ou un détecteur de charge, lorsque l'unité de commande électronique détermine un déplacement sur une route en lacets, un déplacement à faible vitesse, un déplacement sur une route à μ faible, un déplacement en montée, un enfoncement lent de la pédale de frein 11, une distance relativement courte de déplacement de la pédale de frein 11, ou une charge relativement légère, elle commande de manière adaptée l'électrovanne 218 pour allonger la course de la pédale.

De plus, un bouton de commande de course est disposé pour choisir une course longue ou courte. En manipulant ce bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences. L'unité de commande électronique commande de manière adaptée l'électrovanne 218 pour établir correctement la course de la pédale en fonction d'un signal de manipulation du bouton de commande de course.

Le reste de la structure du système de freinage 1 du deuxième mode de réalisation est le même que dans le premier mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du deuxième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, la seconde

chambre à pression variable 48 des moyens de course variable par fluide 3 est agencée dans le mécanisme de réaction du dispositif d'amplification à dépression 5 et la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est commandée de manière adaptée par l'électrovanne 218, en changeant ainsi la course de la pédale d'une distance voulue, à tout moment ou à chaque fois que nécessaire.

La seconde chambre à pression variable 48 peut être reliée à la seconde chambre à pression constante 49 au lieu d'être reliée à la chambre à pression constante 23. De plus, la seconde chambre à pression variable 48 peut être reliée à la chambre à pression variable 24 au lieu d'être reliée à l'atmosphère lorsque l'électrovanne 218 est actionnée.

La figure 6 est une vue en coupe, représentant partiellement le troisième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 6, le système de freinage 1 du troisième mode de réalisation a des moyens fournissant une réaction 42, différents de ceux du premier mode de réalisation mentionné ci-dessus. Dans les moyens fournissant une réaction 42 du troisième mode de réalisation, le trou cylindrique 15 de la partie cylindrique 16 est un trou régulier s'étendant sur toute la longueur en ayant un seul diamètre. Un élément cylindrique 52 est inséré de manière lâche dans le trou cylindrique 15 et l'élément cylindrique 52 est fixé dans celui-ci. L'élément cylindrique 52 a une configuration cylindrique étagée ayant une partie de grand diamètre 52a au niveau du côté avant et une partie de petit diamètre 52b au niveau du côté arrière. La partie de grand diamètre 52a de l'élément cylindrique 52 est insérée, à partir du côté arrière, à l'intérieur du trou cylindrique 15, l'extrémité avant de la partie de grand diamètre 52a étant

amenée en contact avec le fond 15a du trou cylindrique 15, et la partie cylindrique 16 et l'élément cylindrique 52 sont reliés en un seul bloc l'un à l'autre. Dans l'état où la partie cylindrique 16 et l'élément cylindrique 52 sont reliés, un second passage annulaire de pression variable 53 est formé entre la surface intérieure du trou cylindrique 15 et la surface extérieure de la partie de grand diamètre 52a. Le second passage de pression variable 53 est établi pour avoir une surface d'écoulement relativement petite.

Le corps de soupape 18 comporte un élément avant 18a et un élément arrière 18b qui sont reliés en un seul bloc l'un à l'autre. L'élément avant 18a a une petite partie d'extrémité avant 18c qui est insérée de manière étanche et coulissante dans un trou axial 54 de la partie de petit diamètre 52b de l'élément cylindrique 52. Un ressort 55 qui rappelle toujours l'élément cylindrique 52 et le corps de soupape 18 dans une direction les séparant l'un de l'autre est comprimé et disposé entre l'élément cylindrique 52 et le corps de soupape 18.

Le piston de réaction 43 est agencé de manière étanche et coulissante dans un trou axial 56 formé dans la partie de grand diamètre 52a de l'élément cylindrique 52. De plus, une partie avant de la tige de piston 44 du piston de réaction 43 est insérée de manière étanche et coulissante dans un trou central formé dans la partie cylindrique 16 et une partie arrière de la tige de piston 44 est insérée de manière étanche et coulissante dans un trou axial formé dans la petite partie d'extrémité avant 18c de l'élément avant 18a du corps de soupape 18. La partie arrière de la tige de piston 44 est située en vis-à-vis de l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 et est capable de venir en contact avec l'extrémité avant du poussoir de soupape 28. La tige de piston 44 a une configuration cylindrique ayant un fond et ayant un trou

axial 57 ouvrant vers le côté avant. Le trou axial 57 communique toujours avec la chambre à pression constante 23 par l'intermédiaire d'un trou radial 58 formé dans la partie cylindrique 16 et communique toujours avec le passage de pression constante 32 à travers un trou radial 59 formé dans la tige de piston 44.

La seconde chambre à pression variable 48 située au niveau du côté avant du piston de réaction 43 communique toujours avec la chambre à pression variable 24 par l'intermédiaire du second passage de pression variable 53 et la seconde chambre à pression constante 49 située du côté arrière du piston de réaction 43 communique toujours avec le trou axial 57 c'est-à-dire la chambre à pression constante 23 par l'intermédiaire du trou radial 60 de la tige de piston 44.

La structure complémentaire du système de freinage 1 du troisième mode de réalisation est la même que celle du premier mode de réalisation.

L'action et les effets du système de freinage 1 du troisième mode de réalisation sont pratiquement les mêmes que ceux du premier mode de réalisation. C'est-à-dire que la course de l'arbre d'entrée 36 avançant avec la progression vers l'avant du corps de soupape 18 et la course de la pédale de frein 11 accompagnée de l'arbre d'entrée sont relativement raccourcies.

Aussi, dans le dispositif d'amplification à dépression 5 du troisième mode de réalisation, de la même manière que dans le deuxième mode de réalisation représenté sur la figure 5, la seconde chambre à pression variable 48 est coupée de la chambre à pression variable 24 et la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est commandée par l'électrovanne 218 qui n'est pas représentée, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être changée de plusieurs manières et par conséquent peut être établie de manière correcte

en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

La figure 7 est une vue en coupe représentant partiellement le quatrième mode de réalisation de la présente invention dans son état actif.

Le système de freinage 1 du quatrième mode de réalisation a des moyens fournissant une réaction 42, différents de ceux du troisième mode de réalisation mentionné ci-dessus. Dans les moyens fournissant une réaction 42 du quatrième mode de réalisation, tels que représentés sur la figure 7, la partie cylindrique 16 comporte une partie analogue à une plaque 16a à laquelle sont reliés la partie de piston 17 du piston de puissance 14 et le piston formant diaphragme 22, une petite partie cylindrique axiale 16b insérée de manière étanche et coulissante dans le trou axial formé dans la petite partie d'extrémité avant 18c de l'élément avant 18a du corps de soupape 18; et un élément cylindrique 52 relié à la partie analogue à une plaque 16a. L'élément cylindrique 52 a une configuration cylindrique ayant un fond et ouvrant en direction du côté arrière.

Un manchon 61 est relié à l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 et est inséré de manière lâche dans la petite partie cylindrique 16b de la partie cylindrique 16. La tige de piston 44 et l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 sont agencées de manière étanche et coulissante dans la manchon 61, respectivement. Un amortisseur en caoutchouc 62 est fixé sur l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 en étant disposé pour être en vis-à-vis de l'extrémité arrière de la tige de piston 44 et écarté de celle-ci lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est inactif. Jusqu'à ce

que le dispositif d'amplification à dépression 5 devienne dans l'état de pleine charge après la fin de l'action d'amplification, la seconde chambre à pression variable 48 communique avec la chambre à pression variable 24 par l'intermédiaire du trou axial 57 et d'une gorge radiale 63 de la tige de piston 44, d'un passage formant espace 219 situé entre la surface extérieure de l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 et la surface intérieure du manchon 61, et du passage de pression variable 34.

10 Dans l'état de pleine charge du dispositif d'amplification à dépression existant après la fin de l'action d'amplification, le poussoir de soupape 28 avance par rapport au manchon 61 sur une distance prédéterminée de sorte qu'un élément d'étanchéité 64 disposé sur le poussoir de

15 soupape 28 ferme le passage formant espace 219 existant entre la surface extérieure de l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 et la surface intérieure du manchon 61, coupant ainsi la seconde chambre à pression variable 48 de la chambre à pression variable 24 et rendant étan-

20 che la seconde chambre à pression variable 48.

Les autres parties de structure du système de freinage 1 du quatrième mode de réalisation sont les mêmes que dans le troisième mode de réalisation.

25 Dans le système de freinage 1 du quatrième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, pendant un freinage normal, de la même manière que dans les premier à troisième modes de réalisation, l'extrémité arrière de la tige de piston 44 du piston de réaction 43 vient en contact avec l'amortisseur 62 situé au niveau de l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 du fait de la différence de pression existant entre la seconde chambre à pression variable 48 et la seconde chambre à pression constante 49. L'impact dû à ce contact est absorbé par l'amortisseur 62.

Lorsque la pression dans la chambre à pression variable 24 a atteint la pression maximale qui est déterminée par la pression atmosphérique, le dispositif d'amplification à dépression 5 termine l'action d'amplification et passe dans un état de pleine charge. Dans l'état de pleine charge du dispositif d'amplification à dépression 5, l'élément d'étanchéité 64 du poussoir de soupape 28 isole la seconde chambre à pression variable 48 de la chambre à pression variable 24 de sorte que la seconde chambre à pression variable 48 est dans l'état étanche. Lorsque l'arbre d'entrée 36 avance plus dans cet état, le piston de réaction 43 avance par l'intermédiaire du poussoir de soupape 28 de manière à comprimer l'air situé dans la seconde chambre à pression variable 48. En résultat, la pression dans la seconde chambre à pression variable 48 est augmentée. Conformément à l'augmentation de pression de la seconde chambre à pression variable 48, le piston de puissance 14 c'est-à-dire l'arbre de sortie 40 se déplace sur une course plus grande que celle de l'arbre d'entrée 36. C'est-à-dire que le déplacement de l'arbre d'entrée 36 devient plus petit par comparaison au déplacement de l'arbre de sortie 40, raccourcissant ainsi la course de la pédale de frein.

L'action et les effets du quatrième mode de réalisation sont pratiquement les mêmes que dans le troisième mode de réalisation.

Aussi, dans le dispositif d'amplification à dépression 5 du quatrième mode de réalisation, de la même manière que dans le deuxième mode de réalisation représenté sur la figure 5, la seconde chambre à pression variable 48 est coupée de la chambre à pression variable 24 et la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est commandée par l'électrovanne 218, non-représentée, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être changée de plusieurs manières et par

conséquent peut être établie correctement en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

La figure 8 est une vue en coupe représentant partiellement le cinquième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 8, le système de freinage 1 du cinquième mode de réalisation est différent de celui du quatrième mode de réalisation en ce sens que l'amortisseur 62 disposé sur l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 est supprimé. De plus, la surface extérieure du corps de soupape 18 est entourée par un couvercle cylindrique 65 relié à l'enveloppe arrière 13 et un filtre 66 est fixé via un dispositif de retenue 67 sur l'extrémité arrière du couvercle cylindrique 65 afin de recouvrir l'ouverture arrière du couvercle 65. De plus, des soufflets 68 sont agencés entre l'extrémité arrière de l'élément de soupape 31 et le filtre 66 et à l'intérieur du corps de soupape 18. Par le couvercle 65 et les soufflets 68, on empêche les corps de soupape 18 d'être directement soumis à l'atmosphère.

L'élément formant soupape 31 est constitué d'une partie de soupape 31a de la soupape atmosphérique et d'une partie de soupape 31b de la soupape de mise en dépression et les parties de soupape 31a, 31b sont reliées un seul bloc l'une à l'autre par un élément de liaison cylindrique 31c. Les diamètres des sièges de soupape des parties de soupape 31a, 31b sont établis pour être les mêmes que le diamètre efficace des soufflets 68.

Le reste de la structure du système de freinage 1 du cinquième mode de réalisation est le même que dans le quatrième mode de réalisation.

Dans le cinquième mode de réalisation dont la structure est décrite ci-dessus, même lorsque la pression négative existant dans la chambre à pression constante 23 change, la relation entre la course d'entrée et la sortie du dispositif d'amplification à dépression 5 est constante, réalisant ainsi une variation stable de la course de la pédale de frein.

Les autres actions et effets du système de freinage 1 du cinquième mode de réalisation sont les mêmes que ceux du quatrième mode de réalisation.

Aussi, dans le dispositif d'amplification à dépression 5 du cinquième mode de réalisation, de la même manière que pour celui du deuxième mode de réalisation représenté sur la figure 5, la seconde chambre à pression variable 48 est isolée de la chambre à pression variable 24 et la pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est commandée par l'électrovanne 218, non-représentée, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être modifiée de plusieurs manières et par conséquent être correctement établie en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

La figure 9 est une vue en coupe, représentant partiellement le sixième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 9, le système de freinage 1 du sixième mode de réalisation est différent du quatrième mode de réalisation en ce sens que l'amortisseur 62 disposé sur l'extrémité avant du poussoir de soupape 28 est supprimé. De plus, l'élément formant soupape 31 est constitué d'une partie de soupape 31a de la soupape atmosphérique et d'une partie de soupape 31b de

la soupape de mise en dépression et les parties de soupape 31a, 31b sont reliées en un seul bloc l'une à l'autre par un élément de liaison cylindrique 31c. Le diamètre a du siège de soupape de la partie de soupape 31a est
5 établi pour être sensiblement le même que le diamètre extérieur b du corps de soupape 18.

La réaction provenant du piston de réaction 43 est divisée en deux forces reçues par le premier ressort 47 et un second ressort 69 et la réaction est transmise
10 au poussoir de soupape 28 par l'intermédiaire du second ressort 69.

Le reste de la structure du système de freinage 1 du sixième mode de réalisation est le même que dans le quatrième mode de réalisation.

15 Dans le sixième mode de réalisation, ayant la structure ci-dessus, même lorsque la pression négative existant dans la chambre à pression constante 23 change, la relation entre la course d'entrée et la sortie du dispositif d'amplification à dépression 5 est constante,
20 réalisant ainsi une variation stable de la course de la pédale.

Les autres actions et effets du système de freinage 1 du sixième mode de réalisation sont les mêmes que ceux du quatrième mode de réalisation.

25 Aussi, dans le dispositif d'amplification à dépression 5 du sixième mode de réalisation, de la même manière que dans le deuxième mode de réalisation représenté sur la figure 5, la seconde chambre à pression variable 48 est coupée de la chambre à pression variable 24 et la
30 pression existant dans la seconde chambre à pression variable 48 est commandée par l'électrovanne 218, non-représentée, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être modifiée de plusieurs manières et par conséquent être correctement établie en correspondance
35 aux états du véhicule tels que charge, état de fonction-

nement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

5 La figure 10 est une vue en coupe, représentant partiellement le septième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 10, dans le système de freinage 1 du septième mode de réalisation, l'arbre de sortie 40 du piston de puissance 14 s'étend à l'intérieur du maître-cylindre 6 et le piston primaire 71 du maître-cylindre 6 est formé en un seul bloc avec l'extrémité avant de l'arbre de sortie 40. Un trou cylindrique axial est formé pour s'étendre à travers la partie cylindrique 16 et l'arbre de sortie 40. Le trou cylindrique est un trou cylindrique étagé comportant, à partir de l'avant vers l'arrière, un petit trou cylindrique, un trou cylindrique moyen, et un grand trou cylindrique. La partie de petit diamètre 18c du corps de soupape 18 est agencée de manière étanche et coulissante dans le grand trou cylindrique qui est positionné à l'arrière. Le piston de réaction 43 est agencé de manière étanche et coulissant dans le trou cylindrique moyen qui est positionné dans la partie médiane. Le poussoir de soupape 28 s'étend vers l'avant jusqu'à l'intérieur du trou cylindrique moyen pour être en vis-à-vis du piston de réaction 43; un espace existant entre eux. La pression de fluide d'une chambre primaire 72 du maître-cylindre 6 agit sur l'extrémité avant du piston de réaction 43 et la pression négative de la chambre à pression constante 23 agit toujours sur l'extrémité arrière du piston de réaction 43 par l'intermédiaire d'un passage radial 73 formé dans l'arbre de sortie 40.

Le piston de réaction 43 est muni d'un élément de poussée 75 qui peut venir en contact avec le piston

secondaire 74 du maître-cylindre 6 de la même manière que l'élément de poussée 75 peut se déplacer par rapport au piston de réaction 43 sur une distance prédéterminée. L'élément de poussée 75 vient en contact avec le piston
5 secondaire 74 dans le cas d'une absence de fluide de pression dans la chambre primaire 72 de sorte que la réaction peut être obtenue par la pression de fluide existant dans la chambre secondaire 76.

Le reste de la structure du système de freinage
10 1 du septième mode de réalisation est le même que dans le premier mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du septième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, le dispositif d'amplification à dépression 5 agit par une opération
15 de freinage de telle sorte qu'une pression de fluide est développée dans la chambre primaire 72 du maître-cylindre 6. La pression de fluide agit sur le piston de réaction 43 de sorte que le piston de réaction 43 se retire à l'encontre du ressort 47 et vient en contact avec le
20 poussoir de soupape 28. Lorsque le dispositif d'amplification à dépression 5 est dans l'état de charge moyenne, la soupape atmosphérique et la soupape de mise en dépression du corps de soupape 18 sont toutes deux dans la position fermée, de sorte que la puissance de jambe exercée
25 sur le poussoir de soupape 28 et la force exercée par la pression de fluide agissant sur le piston de réaction 43 et la force élastique du ressort 47 sont équilibrées. D'autre part, lorsque le piston de puissance 14 avance, le corps de soupape 18 est équilibré par la force dirigée
30 vers l'avant due à la différence de pression existant entre la pression atmosphérique agissant sur le corps de soupape 18 et la pression existant dans la chambre à pression variable 24 et la force élastique de ressort 55. Par conséquent, par un réglage adapté du ressort 55, la

course du corps de soupape 18 peut être raccourcie par rapport à la course du piston de puissance 14.

Comme mentionné ci-dessus, dans les moyens de course variable par fluide 3 du septième mode de réalisation, l'arbre de sortie 40 et l'arbre d'entrée 36 du dispositif d'amplification à dépression 5 sont structurés pour se déplacer l'un par rapport à l'autre et la position relative de l'arbre d'entrée 36 par rapport à l'arbre de sortie 40 peut être modifiée par la pression de fluide agissant sur l'arbre d'entrée 36.

Comme représenté sur la figure 11, la surface gauche de réception de pression du piston de réaction 43 est dirigée vers une chambre de pression de fluide 220 qui est étanche et coupée de la chambre primaire 72 et, de la même manière que dans le deuxième mode de réalisation représenté sur la figure 5, la pression de la chambre de pression de fluide 220 est commandée en introduisant une pression d'évacuation d'une pompe 188 dans la chambre de pression 220 à travers l'électrovanne 218 pour commander la réaction, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être modifiée de plusieurs manières et par conséquent être correctement établie en correspondance aux états du véhicule telles que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences. La pompe 188 est entraînée uniquement lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée.

L'électrovanne 218 peut commander d'introduire la pression de fluide existant dans la chambre primaire 72 dans la chambre de pression de fluide 220 à la place d'introduire la pression d'évacuation de la pompe 188 dans la chambre de fluide 220.

La figure 12 est une vue en coupe, représentant partiellement le huitième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 12, le système de freinage 1 du huitième mode de réalisation est différent du septième mode de réalisation, en ce sens que le ressort 55 est supprimé et qu'un autre ressort 47 est disposé entre le poussoir de soupape 28 et le piston de puissance 14. Conformément au huitième mode de réalisation, lorsque la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein et la force exercée par la pression de fluide sur le piston de réaction 43 et la force élastique du ressort 47 sont équilibrées dans l'état de charge moyenne après que le piston de réaction 43 soit venu en contact avec le poussoir de soupape 28, la pression de fluide agissant sur le piston de réaction 43 est modifiée par rapport à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein, ceci changeant la force élastique ressort 47. La force élastique du ressort 47 est déterminée par la position relative entre le piston de puissance 14 et le corps de soupape 18. Par conséquent, en changeant la pression de fluide agissant sur le piston de réaction 43 c'est-à-dire la réaction du mécanisme de réaction du dispositif d'amplification à dépression 5, la position relative entre le piston de puissance 14 et le corps de soupape 18 peut être modifiée. Dans les moyens de course variable par fluide 3 de ce mode de réalisation, le piston de puissance 14 du dispositif d'amplification à dépression 5, c'est-à-dire l'arbre de sortie 40 et le corps de soupape 18, c'est-à-dire l'arbre d'entrée 36, sont structurés pour se déplacer l'un par rapport à l'autre et la réaction du mécanisme de réaction peut être changée par la pression de fluide. C'est-à-dire que ce système correspond au système du premier mode de réalisation mais

utilise la pression de fluide à la place de la pression atmosphérique.

Aussi, dans le dispositif d'amplification à dépression 5 du huitième mode de réalisation, de la même manière que dans le mode de réalisation représenté sur la figure 11, la chambre de pression de fluide 220 coupée de la chambre primaire 72 est prévue mais non-représentée, et la pression dans la chambre de pression de fluide 220 est commandée par l'électrovanne 218, de sorte que la course de la pédale de frein 11 peut être modifiée de plusieurs manières et par conséquent être établie correctement en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

La figure 13 est une vue en coupe représentant le neuvième mode de réalisation de la présente invention et la figure 14 est une vue en coupe partielle, à plus grande échelle, de la figure 13.

Bien que l'un quelconque des modes de réalisation mentionnés ci-dessus utilise le dispositif d'amplification à dépression 5, le système de freinage du neuvième mode de réalisation utilise un dispositif d'amplification hydraulique.

Dans le système de freinage 1 du neuvième mode de réalisation, comme représenté sur les figures 13 et 14, un dispositif d'amplification hydraulique 77 et le maître-cylindre 6 sont agencés en un seul bloc et ont un boîtier commun 78. Le boîtier 78 a un trou axial 79 dans lequel un piston de puissance 80 est disposé de manière étanche et coulissante et un élément formant siège de soupape cylindrique 82 ayant un premier siège de soupape 82a est agencé à la presse. L'élément formant siège de soupape 82 est supporté dans la direction axiale par un

élément de fixation cylindrique 83 qui est fixé sur le piston de puissance 80 par un anneau en C 84.

Un collier 85, dans lequel un élément formant soupape cylindrique 87 est inséré de manière coulissante, est agencé à la presse dans le trou axial 81. L'élément formant soupape 87 est formé en un seul bloc avec un cône de soupape 86 et est toujours rappelé par un ressort 88 dans une direction telle que le cône de soupape 86 est en appui dans le premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82. Un élément d'actionnement de soupape 89 comporte un second siège de soupape 89a formé à une de ses extrémités, et le second siège de soupape 89a est disposé dans un trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82 de sorte que le second siège de soupape 89a peut venir en contact avec le cône de soupape 86. L'élément d'actionnement de soupape 89 est agencé sur l'arbre d'entrée 36 et fixé sur celui-ci et comporte une butée 89b analogue à un rebord, formée en une seule pièce avec celui-ci, qui est susceptible de venir en contact avec l'extrémité de la saillie de petit diamètre 90b du bouchon 90, définissant ainsi la limite arrière de l'arbre d'entrée 36. Entre l'élément formant siège de soupape 82 et l'élément d'actionnement de soupape 89 est agencé et comprimé un ressort 19 qui rappelle toujours l'élément d'actionnement de soupape 89 et l'arbre d'entrée 36 vers la droite sur les figures. L'arbre d'entrée 36 pénètre de manière étanche à travers le bouchon 90 et est relié à une pédale de frein 11 (non-représentée), à son extrémité arrière.

Un piston de réaction cylindrique 91 est agencé de manière coulissante dans un espace existant entre les surfaces périphériques de l'arbre d'entrée 36 et de l'élément d'actionnement de soupape 89 et la surface intérieure du trou axial de la saillie de petit diamètre 90a du bouchon 90. Le piston de réaction 91 est muni d'un

premier rebord 91a et d'un second rebord 91b à son extrémité gauche sur la figure 14. L'extrémité gauche du premier rebord 91a peut venir en contact avec la butée 89b. Lorsque la butée 89b vient en contact avec l'extrémité gauche du premier rebord 91a, l'élément d'actionnement de soupape 89 est empêché de se déplacer plus loin vers l'arrière contre le piston de réaction 91.

L'extrémité droite du second rebord 91b vient en contact avec une marche 83a de l'élément de fixation cylindrique 83 lorsque le piston de réaction 91 se déplace sur une distance prédéterminée en direction de l'arrière par rapport au piston de puissance 80. De plus, l'extrémité droite 91c du piston de réaction 91 peut venir en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36.

Un ressort 92 est disposé et comprimé entre le second rebord 91b du piston de réaction 91 et l'élément de fixation cylindrique 83, qui rappelle le second rebord 91b du piston de réaction 91 normalement en contact avec le rebord 82b de l'élément formant siège de soupape 82.

Le boîtier 78 est muni d'un orifice d'entrée 93 à travers lequel du fluide est introduit, et d'un passage 94 permettant la communication entre l'orifice d'entrée 93 et le trou axial 79. Le piston de puissance 80 est muni d'un passage 95 permettant la communication entre le passage 94 et le trou axial 81. Dans ce cas, le passage 95 est ouvert en direction du trou axial 81 entre l'élément formant siège de soupape 82 et le collier 85.

Une chambre de puissance 96 est formée entre le bouchon 90 et l'extrémité droite du piston de puissance 80 et communique toujours avec le trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82. A l'intérieur de la chambre de puissance 96, la butée 89b de l'élément d'actionnement de soupape 89 et les premier et second rebords 91a, 91b du piston de réaction 91 sont respectivement positionnés. Il existe un espace entre la surface

périphérique de la saillie de petit diamètre 90b du bouchon 90 et la surface intérieure de l'élément de fixation cylindrique 83 de sorte que le fluide peut circuler librement entre les deux côtés axiaux de l'élément de fixation cylindrique 83.

La chambre de puissance 96 communique toujours avec l'orifice de sortie 98 par l'intermédiaire d'un passage 97 formé dans le boîtier 78. L'orifice de sortie 98 communique toujours avec les cylindres de roue 7, 8 relatif à un circuit parmi deux circuits de freinage.

L'élément formant soupape 87 est muni d'un trou axial 99 traversant axialement l'élément formant soupape 87. Le trou axial 99 communique toujours avec un passage 100 formé dans le piston de puissance 80. Le passage 100 communique toujours avec un orifice d'évacuation 101 formé dans le boîtier 78 par l'intermédiaire du trou axial 99 et l'orifice d'évacuation 101 communique toujours avec le réservoir 102.

La chambre de puissance 96 communique toujours avec une chambre 104 située en vis-à-vis de la marche 87a de l'élément formant soupape 87 par l'intermédiaire d'un passage 103 formé dans le piston de puissance 80.

Un circuit hydraulique 105 reliant via un clapet anti-retour 108 l'orifice d'entrée 93 et le réservoir 102 comporte une pompe hydraulique 107 entraînée par un moteur 16, et un accumulateur 109 situé au niveau du côté d'évacuation de la pompe hydraulique 107. Une pression prédéterminée est toujours accumulée dans l'accumulateur 109 par la pression d'évacuation de la pompe hydraulique 107.

Le dispositif d'amplification hydraulique du mode de réalisation est muni d'une chambre de réaction 110 formée dans le bouchon 90. La marche 36a de l'arbre d'entrée 36 et l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 sont dirigées vers la chambre de réaction 110. La

chambre de réaction 110 communique toujours avec une entrée de pression de commande 114 par l'intermédiaire d'un trou radial 111 formé dans le bouchon 90, d'un espace annulaire 112 existant entre le boîtier 78 et le bouchon 90, et d'un trou axial 113 formé dans le boîtier 78.

5 Comme représenté sur la figure 13, l'entrée de pression de commande 114 est reliée à une unité d'asservissement variable 116, qui est munie d'une vanne de commutation de pression 115 constituée d'une vanne à trois
10 voies deux positions. La vanne de commutation de pression 115 commute entre une première position I où l'entrée de pression de commande 114 est reliée au circuit hydraulique 105 communiquant toujours avec le réservoir 102 et
15 une seconde position II où l'entrée de pression de commande 114 est reliée à une ligne de fluide de frein reliée à l'orifice de sortie 98 et aux cylindres de roue 7, 8. La vanne de commutation de pression 115 est normalement établie dans la première position I et établie dans
20 la seconde position II lorsque la pression de fluide à l'orifice de sortie 98 c'est-à-dire la pression de fluide dans la chambre de puissance 96, atteint une valeur active prédéterminée.

D'autre part, le maître-cylindre 6 est constitué d'un maître-cylindre tandem comportant un piston primaire 117 et un piston secondaire 118, chacun étant
25 construit pour avoir la même surface efficace de réception de pression que celle du piston de puissance 80. Le piston primaire 117 est formé en un seul bloc avec l'extrémité avant du piston de puissance 80.

30 Une tige de limitation de distance 119 destinée à limiter la distance entre les pistons 117 et 118 est disposée pour s'étendre dans le piston 118 et est fixée sur le piston. Un dispositif de retenue 120 est agencé sur la tige de limitation de distance 119 de telle sorte
35 qu'il soit coulissant dans la direction axiale. Un res-

sort 121 est disposé et comprimé entre le dispositif de retenue 120 et l'extrémité avant du piston primaire 117 de manière à toujours rappeler le dispositif de retenue 120 dans une direction s'écartant du piston primaire 117.

5 Normalement, le dispositif de retenue 120 est en contact avec la tête 119a de la tige de limitation de distance 119 et ne peut plus s'écarter du piston primaire 117.

Le piston secondaire 118 est normalement rappelé vers l'arrière (en direction de la droite sur la figure 13) par un ressort de rappel 122 de sorte que l'extrémité arrière du piston secondaire 118 est normalement en contact avec le dispositif de retenue 120. Des éléments d'étanchéité formant coupelle 123, 124 sont agencés sur l'extrémité avant du piston primaire 117 et l'extré-

15 mité arrière du piston secondaire 118, respectivement, de manière à définir une chambre de fluide 125 dans le trou axial 89 entre les éléments d'étanchéité formant coupelle 123 et 124. Les éléments d'étanchéité formant coupelle 123, 124 permettent l'écoulement depuis l'extérieur de la chambre de fluide 125 vers l'intérieur de la chambre de fluide 125 et bloquent l'écoulement depuis l'intérieur de la chambre de fluide 125 vers l'extérieur de la chambre de fluide 125.

20 Le boîtier 78 est muni d'un orifice de compensation de fluide 126 dans le maître-cylindre, qui est relié à une ligne de fluide 127, qui est ramifiée à partir du circuit hydraulique 105. Lorsque le piston primaire 117 est dans la position inactive, l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 est positionné entre l'orifice d'évacuation 101 et l'orifice de compensation de fluide 126. Par conséquent, lorsque le système est inactif, le fluide circule librement entre la chambre de fluide 125 et l'orifice de compensation de fluide 126, dans les deux directions. Lorsque le piston de puissance 80 avance et
35 que l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 passe sur

l'orifice de compensation de fluide 126, l'écoulement provenant de la chambre de fluide 125 vers l'orifice de compensation de fluide 126 est coupé.

Une unité de course variable 128 est reliée à
5 un orifice de connexion 130 par l'intermédiaire d'une première électrovanne de coupure 129 et l'orifice de connexion 130 communique toujours avec la chambre de fluide 125. La première électrovanne de coupure 129 a une position de communication I et une position de coupure II et
10 normalement est établie dans la position de communication I, c'est-à-dire qu'il s'agit d'une vanne normalement ouverte. L'unité de course variable 128 comporte un simulateur de course 134 destiné à assurer la course de la pédale, ayant un piston 131, un cylindre 132 et un ressort
15 133, un orifice 135 disposé entre l'orifice de connexion 130 et le simulateur de course 134, et un clapet anti-retour 136 disposé sur une ligne dérivant l'orifice 135 pour permettre uniquement un écoulement depuis le simulateur de course 134 vers l'orifice de connexion 130.

20 L'unité de course variable 128 est munie d'une seconde électrovanne de coupure 137 disposée sur une ligne reliée à l'orifice de connexion 130 et au transducteur de pression 142 comme décrit ci-après. La seconde électrovanne de coupure 137 a une position de coupure I
25 et une position de communication II et normalement est dans la position de coupure I c'est-à-dire qu'il s'agit d'une vanne normalement fermée. Les première et seconde électrovannes de coupure 129, 137 sont commandées par une unité de commande électronique.

30 Une unité d'actionnement de secours des freins 138 est disposée sur une ligne de fluide reliée à l'orifice de sortie 98 du dispositif d'amplification hydraulique 77 et aux cylindres de roue 7, 8 concernant un premier circuit, afin d'assurer l'opération de freinage du
35 premier circuit dans le cas d'une défaillance des sources

de pression de fluide telles que la pompe 107 et l'accumulateur 109. L'unité d'actionnement de secours des freins 138 comporte un transducteur de pression 142 ayant un piston 139, un cylindre 140, et un ressort 141, et une électrovanne de commutation 143 constituée d'une vanne à trois voies deux positions.

Lorsque du fluide sous pression acheminé depuis la chambre de puissance 96 ou la chambre de fluide 125 est introduit dans le transducteur de pression 142, le piston 139 est actionné pour développer une pression de freinage qui à son tour est introduite dans les cylindres de roue 7, 8. Dans le cas où la défaillance de pression de fluide est le résultat d'une défaillance des cylindres de roue 7, 8, le transducteur de pression 142 empêche le fluide évacué de la chambre de puissance 96 ou de la chambre de fluide 125 de sortir vers la partie détériorée.

L'électrovanne de commutation 143 est commandée par un détecteur de pression 221 qui détecte la pression de fluide dans l'accumulateur 109. L'électrovanne de commutation 143 a une première position I destinée à relier le transducteur de pression 142 à l'orifice de sortie 98 et une seconde position II destinée à relier le transducteur de pression 142 à l'orifice de connexion 130. Lorsque la pression de fluide est dans un état normal, l'électrovanne de commutation 143 est établie dans la première position I. Dans le cas d'une défaillance de pression de fluide, l'électrovanne de commutation 143 est commutée vers la seconde position II. Le piston secondaire 118 du maître-cylindre 6 est inséré de manière coulissante dans le trou axial 79 du boîtier 78 de manière telle que le piston secondaire 118 est rendu étanche dans une direction par un élément d'étanchéité formant coupelle 144 disposé dans une extrémité avant du piston secondaire 118.

Une chambre de fluide 145 est définie dans le trou axial 79 par le piston secondaire 118 et communique toujours avec les cylindres de roue 9, 10 concernant l'autre circuit parmi les deux circuits de frein. Un trou radial 147 et un trou axial 148 communiquant avec le trou radial 147 sont formés dans le piston secondaire 118. Une tige de soupape 150 est insérée dans le trou axial 148 en ayant une soupape 149 à son extrémité. La tige de soupape 150 peut être en contact avec une tige de libération de soupape 151 pénétrant radialement dans le trou axial 79 du boîtier 78 et un trou radial 147 formé dans le piston secondaire 118. De plus, la soupape 149 est toujours rappelée par un ressort 152 dans une direction l'appuyant dans un siège de soupape 153. Lorsque le piston secondaire 118 est dans la position inactive telle que représentée, la tige de soupape 150 est en contact avec la tige de libération de soupape 151 de sorte que la soupape 149 est écartée du siège de soupape 153, à l'encontre de la force élastique du ressort 152 de manière à permettre la communication entre le réservoir 102 et la chambre de fluide 145. Lorsque le piston secondaire avance, la soupape 149 vient en appui dans le siège de soupape 153 par la force élastique du ressort 152 et la tige de soupape 150 est écartée de la tige de libération de soupape 151 de manière à couper la communication entre le réservoir 102 et la chambre de fluide 145, produisant ainsi une pression de maître-cylindre.

Le boîtier 78 est muni d'un passage 154 communiquant toujours avec le réservoir 102 de sorte que le trou axial 148 du piston secondaire 118 communique toujours avec le réservoir 102 par l'intermédiaire du trou radial 147, du trou axial 79, et du passage 154.

De cette manière, le système de freinage 1 du neuvième mode de réalisation comporte, en tant que premier circuit de freinage, un système de freinage à puis-

sance entière dans lequel la pression de fluide de la chambre de puissance 96 est introduite dans les cylindres de roue 7, 8 et en tant qu'autre circuit de freinage, un système de freinage à demi-puissance dans lequel la pression du maître-cylindre est introduite dans les cylindres de roue 9, 10.

On va maintenant faire la description du fonctionnement du système de freinage 1 du neuvième mode de réalisation.

10 Lorsque le système de freinage 1 est inactif, la pédale de frein 11 n'étant pas enfoncée, le cône de soupape 86, le premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82, et le second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 sont
15 dans la position relative représentée sur les figures 13 et 14. C'est-à-dire que le cône de soupape 86 est en appui dans le premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82 et le second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 est espacé
20 du cône de soupape 86. Dans cet état, le trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82 est coupé du passage 95 qui communique toujours avec l'orifice d'entrée 93, et communique avec le trou axial 99 de l'élément formant soupape 87 qui communique toujours avec l'orifice
25 d'évacuation 101. Par conséquent, lorsque le système de freinage est inactif, la chambre de puissance 96 est coupée de la pompe 107 et de l'accumulateur 109 et communiquée avec le réservoir 102 de sorte qu'aucun fluide sous pression n'est envoyé vers la chambre de puissance 96.

30 L'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 est écartée de la marche 36a de l'arbre d'entrée 36. La butée 89b de l'élément d'actionnement de soupape 89 est en contact avec la saillie de petit diamètre 90a du bouchon 90 et est écartée du premier rebord 91a du piston

de réaction 91, c'est-à-dire qu'elle est dans une position en avant du premier rebord 91a.

De plus, l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 du piston primaire 117 est positionnée derrière l'orifice de compensation de fluide 126 de sorte que la chambre de fluide 125 est reliée au réservoir 102.

D'autre part, dans le maître-cylindre 6, la tige de soupape 150 vient en contact avec la tige de libération de soupape 151 et la soupape 149 est séparée du siège de soupape 153. Par conséquent, la chambre de fluide 145 est reliée au réservoir 102.

De plus, la vanne de commutation de pression 115 de l'unité d'asservissement variable 116 est dans la première position I comme représenté et la chambre de réaction 110 communique avec le réservoir 102. Les électrovannes respectives 129, 137, 143 de l'unité de course variable et de l'unité d'actionnement de secours des freins 138 sont toutes dans les premières positions I respectives ou les positions inactives.

Lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée pour démarrer l'opération de freinage normal, l'arbre d'entrée 36 avance de sorte que le second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 est amené en contact avec le cône de soupape 86 et le cône de soupape 86 est écarté du premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82. Cet état permet la communication entre le passage 95 et le trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82 et coupe la communication entre le trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82 et le trou axial 99 de l'élément formant soupape 87. Par conséquent, la chambre de puissance 96 est coupée du réservoir 102 et communique avec la pompe 107 et l'accumulateur 109 de sorte que le fluide sous pression de l'accumulateur 109 est envoyé vers la chambre de puissance 96. Dans ce cas, le cône de soupape 86, le

premier siège de soupape 82a, et le second siège de soupape 89a constituent une soupape de commande 155 du dispositif d'amplification hydraulique 77 qui commande de commuter sélectivement la chambre de puissance 96 pour qu'elle communique avec la pompe 107 et l'accumulateur 109 en tant que source de fluide sous pression ou avec le réservoir 102.

Lorsque la pression de fluide est introduite dans la chambre de puissance 96, le piston de puissance 80 est rappelé vers l'avant. Lorsque la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 atteint une valeur surmontant la force élastique du ressort de rappel 121, le piston de puissance 80 avance par le fait de la pression de fluide et le piston secondaire 118 avance aussi.

La progression vers l'avant du piston secondaire 118 appuie la soupape 149 dans le siège de soupape 153 pour développer une pression de maître-cylindre dans la chambre de fluide 145. La pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est introduite dans le transducteur de pression 142 à travers le passage 97 et l'orifice de sortie 98 de manière à actionner le piston 139 pour qu'il développe la pression de fluide de freinage. La pression de fluide de freinage est introduite dans les cylindres de freinage de roue 7, 8 relatifs au premier circuit. En même temps, la pression de maître-cylindre est introduite dans les cylindres de roue 9, 10 relatifs à l'autre circuit.

A l'étape initiale, la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est relativement petite de sorte que le piston de réaction 91 ne se retire pas encore à l'encontre de la force élastique du ressort 92. Par conséquent, l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 n'est pas encore mise en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36. Dans cet état, la commande d'asservissement est réalisée à un rapport d'asser-

vissement relativement élevé. C'est-à-dire qu'une action de saut est réalisée.

5 Lorsque la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est augmentée jusqu'à ce que le jeu des courses du système de freinage soit annulé et que les cylindres de roue respectifs produisent pratiquement les forces de freinage, le piston de réaction 91 se déplace vers l'arrière à l'encontre de la force élastique du ressort 92 de sorte que l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 vient en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36. Dans cet état, la commande d'asservissement agit à un rapport d'asservissement relativement faible pour un freinage normal. De cette manière, le freinage normal est effectué au niveau des deux circuits. A 15 ce point, puisque la surface efficace de réception de pression du piston de puissance 80 sur laquelle agit la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 et la surface efficace de réception de pression du piston 113 du maître-cylindre sur laquelle est appliquée la pression de maître-cylindre existant dans la chambre 20 de fluide 145 sont égales l'une à l'autre, la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 et la pression de maître-cylindre étant équilibrées pour être égales. Par conséquent, la pression du fluide sous pression envoyé vers les cylindres de roue 7, 8, 9, 10 sera 25 égale.

La pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 est introduite dans la chambre 104 à travers le passage axial 103 et la pression de fluide existant dans la chambre 104 agit sur la marche 129a de l'élément formant soupape 87, rappelant ainsi l'élément formant soupape 87 dans une direction opposée à la pression de fluide de la chambre de puissance 96. 30

Lorsque le piston primaire 117 avance et que l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 passe sur 35

l'orifice de compensation de fluide 126, la chambre de fluide 125 est coupée du réservoir 102 et donc est rendue étanche. A ce moment, puisque le piston primaire 117 avance plus que le piston secondaire 118, le fluide situé dans la chambre de fluide 125 est transmis au simulateur de course 134 de l'unité de course variable 128 à travers l'orifice de connexion 130, la première électrovanne de coupure 129 et l'orifice 135. Du fait de l'opération de freinage normal, le piston primaire 117 avance à une vitesse normale, de sorte que l'orifice, que constitue l'orifice 135, pour le fluide s'écoulant en direction du simulateur de course 134 est petit. Par conséquent, le piston primaire 117, c'est-à-dire le piston de puissance 80, se déplace à la vitesse normale sur une distance correspondant à la course du piston 131 c'est-à-dire correspondant au fluide absorbé par le simulateur de course 134. Par conséquent, la course de la pédale pour le fonctionnement normal est une course basée sur la somme des jeux des courses des cylindres de roue 9, 10 et du fluide absorbé par le simulateur de course 134.

Lorsque la réaction sur l'arbre d'entrée 36 devient égale à l'entrée de l'arbre d'entrée 36, le cône de soupape 86 est en appui dans le premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82 et aussi dans le second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 de sorte que la chambre de puissance 96 est coupée à la fois de l'accumulateur 109 et du réservoir 102 et passe dans un état équilibré dans l'état de charge médiane. Lorsque l'entrée de l'arbre d'entrée 36 augmente encore, le cône de soupape 86 est à nouveau séparé du premier siège de soupape 82a et du fluide supplémentaire est envoyé vers la chambre de puissance 96 de sorte que la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est encore augmentée. Après ceci, en répétant l'appui et la séparation du cône de soupape 86 par rap-

port au premier siège de soupape 82a, la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est augmentée en correspondance à l'augmentation de l'entrée de l'arbre d'entrée 36.

5 Dans cet état, le dispositif d'amplification hydraulique 77 réalise la commande d'asservissement à un rapport d'asservissement relativement faible pour le freinage normal.

10 Pendant cette commande d'asservissement, la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 n'augmente pas jusqu'à la pression d'actionnement de la vanne de commutation de pression 115 jusqu'à ce que l'entrée atteigne une valeur prédéterminée. Par conséquent, la vanne de commutation de pression 115 est encore
15 dans la première position I et la chambre de réaction 110 est encore reliée au réservoir 102.

Les cylindres de roue 7, 8 ; 9, 10 produisent des forces de freinage c'est-à-dire les forces amplifiées par rapport à l'entrée de l'arbre d'entrée 36 et le véhicule est freiné par ces forces de freinage. A ce moment,
20 la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 et la pression de maître-cylindre sont équilibrées pour être égales l'une à l'autre de sorte que les forces de freinage produites par les cylindres de roue respectifs 7,
25 8 ; 9, 10 sont aussi égales.

Lorsque l'entrée atteint la valeur prédéterminée et la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 atteint la pression de fonctionnement de la vanne de commutation de pression 115, la vanne de commutation de pression 115 est commutée vers la seconde position II.
30 Alors, la chambre de réaction 110 est connectée à des lignes de fluide de frein entre l'orifice de sortie 98 et l'unité d'actionnement de secours des freins 138 de sorte que la pression de fluide dans l'orifice de sortie 98,
35 c'est-à-dire le fluide sous pression situé dans la cham-

bre de puissance 96 est introduit dans la chambre de réaction 110. La pression de fluide introduite dans la chambre de réaction 110 agit sur une partie de l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 qui est contact
5 avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36, dans la même direction que l'entrée appliquée à l'arbre d'entrée 36. En conséquence, la réaction agissant sur l'arbre d'entrée 36 est réduite et, après ceci, l'augmentation de la sortie du dispositif d'amplification hydraulique est plus
10 grande que celle existant dans le cas de la commande d'asservissement d'un freinage normal par rapport à l'entrée de l'arbre d'entrée 36. C'est-à-dire que le dispositif d'amplification hydraulique 77 réalise la commande d'asservissement d'une manière telle que l'entrée de
15 l'arbre d'entrée 36 est amplifiée à un rapport d'asservissement relativement élevé. En conséquence, les cylindres de roue 7, 8, 9, 10 produisent des forces de freinage plus grandes que celles d'un freinage normal. De cette manière, le dispositif d'amplification hydraulique
20 77 a une caractéristique d'asservissement inversé à deux étages permettant la commande d'asservissement à un rapport d'asservissement plus élevé que pour un freinage normal après que l'entrée ait dépassé la valeur prédéterminée.
25 En résultat d'une augmentation supplémentaire de l'entrée, la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 atteint la pression de réglage maximale au niveau de laquelle la pression est accumulée dans l'accumulateur 109. A partir de ce moment, la pression de
30 fluide dans la chambre de puissance 96 n'est plus augmentée, de sorte que le dispositif d'amplification hydraulique 77 arrête la commande d'asservissement à rapport d'asservissement élevé et passe dans l'état pleine charge. Après ceci, la sortie du dispositif d'amplifica-

tion hydraulique 77 augmente proportionnellement à l'entrée, sans amplification.

Lorsque l'action de freinage est annulée en libérant la pédale de frein 11, l'arbre d'entrée 36 et l'élément d'actionnement de soupape 89 se retirent vers la droite, le second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 est écarté du cône de soupape 86, et le fluide sous pression existant dans la chambre de puissance 96 est évacué dans le réservoir 102 à travers le trou axial 82c de l'élément formant siège de soupape 82, l'espace existant entre le cône de soupape 86 et le second siège de soupape 89a, le trou axial 99 de l'élément formant soupape 87, le passage 100, la partie de petit diamètre 4a du trou étagé 4, et l'orifice d'évacuation 101. A ce moment, l'arbre d'entrée 36 se retire de manière importante jusqu'à ce que la butée 89b de l'élément d'actionnement de soupape 89 vienne en contact avec la butée 91c du piston de réaction 91, de sorte que le second siège de soupape 89a est fortement écarté du cône de soupape 86 de sorte que le fluide sous pression existant dans la chambre de puissance 96 est évacué rapidement.

Du fait de l'évacuation du fluide sous pression situé dans la chambre de puissance 96, le fluide sous pression situé dans les deux cylindres de roue 7, 8 concernant le premier circuit est aussi rapidement évacué dans le réservoir 102 à travers la chambre de puissance 96 de sorte que la pression de fluide existant dans les cylindres de roue 7, 8 est réduite. D'autre part, le piston secondaire 118, le piston primaire 117, et le piston de puissance 80 se retirent rapidement du fait de la force élastique du ressort de rappel 122. A ce moment, alors que le piston primaire 117 se retire plus que le piston secondaire 118 du fait de la force élastique du ressort de rappel 121, le fluide envoyé vers le simula-

teur de course 134 est ramené vers la chambre de fluide 125 par le clapet anti-retour 136, sans retard, de sorte que le piston primaire 117, le piston de puissance 80, et l'arbre d'entrée 36 sont renvoyés vers les positions in-actives sans retard, même avec l'orifice 135.

Lorsque le piston secondaire 118 se retire, la pression de fluide existant dans la chambre de fluide 145 et les pressions de fluide existant dans les deux cylindres de roue 9, 10 relatifs à l'autre circuit sont aussi réduites. Après que la tige de soupape 150 soit venue en contact avec la tige de libération de soupape 151, le retrait du piston secondaire 118 déplace la soupape 149 en l'écartant du siège de soupape 153 de sorte que la chambre de fluide 145 communique avec le réservoir 102. Par conséquent, le fluide sous pression existant dans les cylindres de roue 9, 10 est aussi rapidement évacué dans le réservoir 102 à travers la chambre de fluide 145 de sorte que la pression de fluide existant dans les cylindres de roue 9, 10 est encore réduite. De cette manière, l'action de freinage des deux circuits commence rapidement à être annulée.

Lorsque la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 devient inférieure à la pression active préétablie de la vanne de commutation de pression 115, la vanne de commutation de pression 115 est commutée vers la première position I de sorte que la chambre de réaction 110 communique avec le réservoir 102. En résultat, la sortie du dispositif d'amplification hydraulique 77 est diminuée au niveau du rapport d'asservissement plus faible pour le freinage normal par rapport à la diminution de l'entrée.

Comme l'arbre d'entrée 36 se retire encore jusqu'à ce que l'action de freinage soit pratiquement annulée, la butée 89b de l'élément d'actionnement de soupape 89 vient en contact avec l'extrémité de la partie de pe-

tit diamètre 90a du bouchon 90, de sorte que l'arbre d'entrée 36 et l'élément d'actionnement de soupape 89 ne se retirent plus, c'est-à-dire qu'à la fois l'arbre d'entrée 36 et l'élément d'actionnement de soupape 89 atteignent leurs limites les plus en arrière. Même après que l'arbre d'entrée 36 et l'élément d'actionnement de soupape 89 se soient arrêtés, le piston de puissance 80, le piston de réaction 91, le cône de soupape 86 et l'élément formant siège de soupape 82 se retirent encore. Par conséquent, la butée 89b de l'élément d'actionnement de soupape 89 s'éloigne du premier rebord 91a du piston de réaction 91 et le cône de soupape 86 est plus près du second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89.

Lorsque l'extrémité droite du piston de puissance 80 vient en contact avec le bouchon 90, le retrait du piston de puissance 80 est arrêté de sorte que le piston secondaire 118 et le piston de puissance 80 sont dans des positions inactives, annulant ainsi rapidement et entièrement l'action de freinage. Dans cet état, puisque l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 du piston primaire 117 est positionné derrière l'orifice de compensation de fluide 126, la chambre 125 est reliée au réservoir 102 par l'intermédiaire de l'orifice de compensation de fluide 126, du passage de fluide 127, et du circuit hydraulique 105.

Lorsque le piston de puissance 80 est dans l'état inactif, le cône de soupape 86 est extrêmement proche du second siège de soupape 89a de l'élément d'actionnement de soupape 89 de sorte que l'espace existant entre le cône de soupape 86 et le second siège de soupape 89a devient très petit, c'est-à-dire que le cône de soupape 86 est situé immédiatement avant son appui. Lorsque la pédale de frein est enfoncée et que l'arbre d'entrée 36 et l'élément d'actionnement de soupape 89 avancent, le

second siège de soupape 89a vient immédiatement en contact avec le cône de soupape 86 et le cône de soupape 86 s'écarte immédiatement du premier siège de soupape 82a de l'élément formant siège de soupape 82. C'est-à-dire que
 5 le jeu existant dans la course de l'opération de commutation de la soupape de commande 155 est extrêmement réduit, en obtenant ainsi rapidement une action de freinage.

De cette manière, l'action de freinage peut
 10 être obtenue rapidement par l'opération de freinage et l'action de freinage peut être rapidement annulée en annulant l'opération de freinage, de sorte que le dispositif d'amplification hydraulique 77 a une réponse améliorée.

15 Lorsque le conducteur enfonce la pédale de frein à vitesse élevée pour un freinage d'urgence, le piston de puissance 80 et le piston primaire 117 avancent rapidement, de sorte que le fluide situé dans la chambre de fluide 125 est envoyé rapidement au simulateur de
 20 course 134 à travers l'orifice de connexion 130. Cependant, du fait de l'effet d'orifice fourni par l'orifice 135, l'alimentation vers le simulateur de course 134 est retardée de sorte que la course de la pédale devient plus petite que dans le cas normal. La pression de fluide
 25 existant dans la chambre de fluide 125 est augmentée par le retard d'alimentation vers le simulateur de course 134. A ce moment, comme les surfaces efficaces de réception de pression du piston secondaire 118, du piston primaire 117, du piston de puissance 80 sont égales l'une à
 30 l'autre, la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 et la pression de fluide existant dans la chambre de fluide 145 deviennent des pressions élevées égales à la pression de fluide de la chambre de fluide 125.

La pression de fluide élevée existant dans la chambre de puissance 96 est introduite dans le transducteur de pression 142 à travers l'orifice de sortie 98, de sorte que le piston 139 du transducteur de pression 142 agit pour développer une pression de freinage élevée qui à son tour est introduite dans les cylindres de roue 7, 8. En résultat de ceci, les cylindres de roue 7, 8 produisent une grande force de freinage. D'autre part, la pression de maître-cylindre élevée est introduite dans les cylindres de roue 9, 10 de sorte que les cylindres de roue 9, 10 produisent une force de freinage importante. De cette manière, le dispositif d'amplification hydraulique 77 peut produire une grande force de freinage à partir d'une petite course de pédale du fait de la présence de l'orifice 135 dans le cas d'un freinage d'urgence.

Comme mentionné ci-dessus, dans le dispositif d'amplification hydraulique 77 du neuvième mode de réalisation, la course de la pédale peut être changée en fonction de la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein, par l'orifice 135. Lorsqu'on enfonce rapidement la pédale de frein, le dispositif d'amplification hydraulique 77 peut développer une sortie importante à l'aide d'une petite course de l'arbre d'entrée 36 par l'unité de course variable 128, accélérant ainsi la création d'une force de freinage et permettant le développement rapide d'une grande force de freinage dans les deux circuits. Lorsque la pression de fluide des sources de pression de fluide telles que la pompe 107 et l'accumulateur 109 est défaillante, l'unité de commande électronique établit l'électrovanne de commutation 143 dans la seconde position II. Dans cet état, même lorsque le conducteur enfonce la pédale de frein pour un freinage normal pour déplacer l'arbre d'entrée 36 vers l'avant pour commuter la soupape de commande 155, aucune pression de fluide n'est introduite dans la chambre de puissance 96. Le piston de

puissance 80 n'est jamais actionné par la pression de fluide de la chambre de puissance 96 dans ces circonstances. Lorsque la pédale de frein est encore plus enfoncée de manière importante et que l'arbre d'entrée 36 avance donc de manière importante, l'élément d'actionnement de soupape 89 atteint la course maximale et vient en contact avec l'élément formant siège de soupape 82 de manière à commencer à pousser le piston de puissance 80. Le piston primaire 117 formé en un seul bloc avec le piston de puissance 80 avance. Lorsque l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 du piston primaire 117 passe sur l'orifice de compensation de fluide 126, une pression de fluide est développée dans la chambre de fluide 125 et ensuite est introduite dans le transducteur de pression 142 via l'orifice de connexion 130 et l'électrovanne de commutation 143. Après ceci, l'action de freinage du premier circuit est obtenue de la même manière que le freinage tel que mentionné ci-dessus.

La course de la pédale à ce moment est plus grande que la course de la pédale pendant l'opération de freinage normal, d'une valeur égale au jeu des courses des cylindres de roue 7, 8.

Dans l'action de freinage de secours du cas de défaillance de pression de fluide, l'avancée du piston primaire 117 amène le piston secondaire 118 à avancer et la soupape 149 est en appui dans le siège de soupape 153 comme mentionné ci-dessus pour développer une pression de fluide dans la chambre de fluide 145. La pression de fluide dans la chambre de fluide 145 est introduite dans les cylindres de roue 9, 10 relatifs à l'autre circuit via l'orifice de sortie 146, de sorte que l'action de freinage de l'autre circuit est obtenue. Puisque les surfaces efficaces de réception de pression des extrémités avant et arrière du piston secondaire 118 sont égales l'une à l'autre, la pression de fluide existant dans la

chambre de fluide 125 devient égale à la pression de fluide existant dans la chambre de fluide 145. En résultat, les forces de freinage des deux circuits sont égales l'une à l'autre.

5 L'action de freinage dans le cas d'une défaillance de pression de fluide est annulée en libérant la pédale de frein de la même manière que dans le cas d'un freinage normal. La libération de la pédale de frein amène le piston de puissance 80 et le piston primaire 117
10 à se retirer de sorte que la pression de fluide de la chambre de fluide 125 est réduite et donc la force de freinage du premier circuit est réduite. Le piston secondaire 118 se retire aussi de sorte que la pression de fluide existant dans la chambre de fluide 145 est réduite
15 et donc la force de freinage de l'autre circuit est aussi réduite. Lorsque le piston primaire 117 se retire un peu plus de manière telle que l'élément d'étanchéité formant coupelle 123 passe sur l'orifice de compensation de fluide 126, la chambre de fluide 125 communique avec
20 l'orifice de compensation de fluide 126. C'est-à-dire que la chambre de fluide 125 communique avec le réservoir 102, de sorte que la pression de fluide existant dans la chambre de fluide 125 et la pression de fluide existant dans le transducteur de pression 142 sont évacuées dans
25 le réservoir 102. En résultat, l'action de freinage du premier circuit est entièrement annulée. Puisque le piston secondaire 118 se retire également encore plus, la soupape 149 s'écarte du siège de soupape 153 de la même manière que dans le cas de l'annulation d'un freinage
30 normal de sorte que la chambre de fluide 145 communique avec le réservoir 102. En résultat, l'action de freinage de l'autre circuit est aussi entièrement annulée.

De cette manière, le dispositif d'amplification hydraulique 77 du neuvième mode de réalisation peut pro-
35 duire de manière sûre des forces de freinage dans les

deux circuits, dans le cas d'une défaillance de fluide sous pression.

5 Dans le neuvième mode de réalisation, la course de la pédale peut être modifiée en commandant la commutation des électrovannes 129, 137, 143. C'est-à-dire que lorsque les électrovannes 129, 137, 143 sont toutes dans les positions inactives respectives, la course de la pédale est la même que pendant une opération de freinage normal.

10 Lorsque seule la première électrovanne 129 est actionnée pour être établie dans la position de coupure II, la chambre de fluide 125 est coupée du simulateur de course 134. Lorsque l'élément d'étanchéité formant couplette 123 du piston primaire 117 passe sur l'orifice de compensation de fluide 126, la chambre de fluide 125 est
15 dans l'état bloqué. Dans cet état, la course de la pédale devient une distance correspondant uniquement à la course de l'autre circuit sur le côté du piston secondaire 118 du maître-cylindre 6.

20 Lorsque les première et seconde électrovannes de coupure 129, 137 et l'électrovanne de commutation 143 sont actionnées pour être établies, ensemble, dans les positions II, le transducteur de pression 142 est coupé de la chambre de puissance 96 et relié à la chambre de
25 fluide 125 et la chambre de fluide 125 est coupée du simulateur de course 134. La course de la pédale à cet instant est une distance correspondant aux courses des cylindres de roue 7, 8, 9, 10.

30 Lorsque la seconde électrovanne de coupure 137 et l'électrovanne de commutation 143 agissent toutes deux pour être établies dans les positions II et que la première électrovanne 129 est inactive, le transducteur de pression 142 est coupé de la chambre de puissance 96 et est relié à la chambre de fluide 125 et la chambre de
35 fluide 125 est reliée au simulateur de course 134.

Par conséquent, la course de la pédale est une distance correspondant à la somme de la course de la pédale pendant le fonctionnement normal du neuvième mode de réalisation et des courses des cylindres de roue 7, 8.

5 De cette manière, la course de la pédale peut être modifiée en commandant le fonctionnement des électrovannes 129, 137, 143. La course de la pédale peut être établie de manière plus correcte en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement
10 des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur, de la même manière que le mode de réalisation mentionné ci-dessus. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences. L'unité de commande élec-
15 tronique commande de manière adaptée les électrovannes 129, 137, 143 pour établir correctement la course de pédale en fonction d'un signal de manipulation du bouton de commande de course.

Comme mentionné ci-dessus, dans le système de
20 freinage 1 du neuvième mode de réalisation, la chambre de fluide 125 des moyens de course variable par fluide 3 est agencée entre le piston de puissance 80 du dispositif d'amplification hydraulique 77 et le piston 144 du maître-cylindre 6 et la pression existant dans la chambre de
25 fluide 125 est commandée de manière adaptée par les électrovannes 129, 137, 143 en changeant ainsi la course de pédale vers une distance voulue, à tout moment ou à chaque fois que nécessaire.

La figure 15 est une vue en coupe représentant
30 le dixième mode de réalisation de la présente invention et la figure 16 est une vue en coupe partielle, à plus grande échelle, de la figure 15.

Le système de freinage 1 du dixième mode de réalisation est un système utilisant le dispositif d'am-
35 plification hydraulique 77, tout comme le neuvième mode

de réalisation. Comme représenté sur les figures 15 et 16, dans le dispositif d'amplification hydraulique 77 du dixième mode de réalisation, une bille formant soupape 156 est utilisée à la place du cône de soupape 86 de la soupape de commande 155 du neuvième mode de réalisation, et un passage d'évacuation 157 destiné à décharger le fluide de la chambre de puissance 96 vers le réservoir 102 pour annuler l'opération de freinage est formé dans l'élément d'actionnement de soupape 89, le bouchon 90, et le boîtier 78.

Le dispositif d'amplification hydraulique 77 du dixième mode de réalisation comporte un manchon 158 de réception de soupape de commande, qui est agencé de manière séparée du piston de puissance 80, pour recevoir la bille formant soupape 156 et l'élément formant soupape 87. Le manchon 158 de réception de soupape de commande est agencé de manière étanche et coulissante dans le trou axial du piston de puissance 80. L'élément formant siège de soupape 82 est agencé à la presse dans le trou axial 81 du manchon 158 de réception de soupape de commande. Dans ce cas, l'élément de fixation cylindrique 83 du neuvième mode de réalisation est supprimé et, à la place de l'élément de fixation cylindrique 83, un dispositif de retenue 159 supportant une première extrémité du ressort 92 est fourni. Une chambre de pression de fluide 160 est définie entre l'extrémité avant du manchon 158 de réception de soupape de commande et le piston de puissance 80 et communique toujours avec la chambre de puissance 96 à travers le passage 103 et le prolongement 103a de ce dernier.

Le piston primaire 117 est formé en un seul bloc avec l'extrémité avant du piston de puissance 80 et comporte un trou radial 162 formé dans sa partie d'extrémité avant pour relier la chambre primaire 72 au réservoir 102 à travers le passage 161 du boîtier 78. Le trou

radial 162 est positionné légèrement derrière un élément d'étanchéité formant coupelle 163 pour permettre la communication entre la chambre primaire 72 et le réservoir 102 lorsque le piston primaire 117 est inactif, comme représenté. Lorsque le piston primaire 117 avance et que le trou radial 162 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 163, le trou radial 162 intercepte la communication entre la chambre primaire 72 et le réservoir 102.

Le piston secondaire 118 du maître-cylindre 6 est formé selon une forme cylindrique ayant un trou axial 164 qui ouvre en direction de la chambre secondaire 76, et d'un fond. Le piston secondaire 118 est muni, à son extrémité avant, d'un trou radial 166 destiné à relier la chambre secondaire 76 au réservoir 102 à travers le passage 165 du boîtier 78. Le trou radial 166 est positionné légèrement derrière l'élément d'étanchéité formant coupelle 167 pour permettre la communication entre la chambre secondaire 76 et le réservoir 102 lorsque le piston primaire est inactif, comme représenté. Lorsque le piston secondaire 118 avance et que le trou radial 166 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 167, le trou radial 166 intercepte la communication entre la chambre secondaire 76 et le réservoir 102.

Un ressort de rappel 168 est agencé et comprimé entre le piston secondaire 118 et le boîtier 78. De plus, un ressort de rappel 170 dont la longueur maximum est limitée par un élément d'ajustement de distance 169 est agencé et comprimé entre le piston primaire 117 et le piston secondaire 118.

La chambre primaire 72 est reliée aux cylindres de roue 7, 8 relatifs au premier circuit et la chambre secondaire 76 est reliée aux cylindres de roue 9, 10 relatifs à l'autre circuit.

Les autres éléments de structure du système de freinage 1 du dixième mode de réalisation sont les mêmes

que ceux du neuvième mode de réalisation, mais l'unité d'asservissement variable 116, l'unité de course variable 128 et l'unité d'actionnement de secours des freins 138 du neuvième mode de réalisation sont supprimées.

5 Dans le système de freinage 1 du dixième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, pendant l'opération de freinage normal, du fluide sous pression est introduit dans la chambre de puissance 96 de la même manière que dans le neuvième mode de réalisation. Cependant, du fluide sous pression est aussi introduit dans la
10 chambre de pression de fluide 160 à travers le passage 103 et le prolongement 103a. Par conséquent, la pression de fluide de la chambre de pression de fluide 160 est appliquée à l'extrémité avant du manchon 158 de réception
15 de soupape de commande et la pression de fluide de la chambre de puissance 96 est appliquée sur l'extrémité arrière du manchon 158 de réception de soupape de commande. Dans ce cas, dans l'état équilibré dans la zone de charge moyenne, la bille formant soupape 156 est en appui à la
20 fois dans le premier siège de soupape 82a et dans le second siège de soupape 89a de manière telle que la surface de réception de pression de l'extrémité arrière du manchon 158 de réception de soupape de commande sur laquelle la pression de fluide de la chambre de puissance
25 96 est appliquée est plus petite que celle de l'extrémité avant du manchon 158 de réception de soupape de commande, de la surface d'appui entre la bille formant soupape 156 et le second siège de soupape 89a. Par conséquent, la
30 différence entre ces surfaces de réception de pression produit une différence entre les forces exercées par la pression de fluide agissant sur les extrémités avant et arrière du manchon 158 de réception de soupape de commande. Par cette différence de forces, le manchon 158 de
35 réception de soupape de commande est rappelé vers l'arrière lorsque le système de freinage est actif. Par con-

séquent, le manchon 158 de réception de soupape de commande coulisse vers l'arrière par rapport au piston de puissance 80 vers une position où la force de rappel et la force élastique du ressort 92 sont équilibrées.

5

Comme mentionné ci-dessus, la position du manchon 158 de réception de soupape de commande par rapport au piston de puissance 80 est modifiée de sorte que la position de la soupape de commande 155 est aussi modifiée. Le changement de position de la soupape de commande

10

155 change la course de l'arbre d'entrée 36, c'est-à-dire la course de pédale de la pédale de frein 11. Par consé-

quent, la course de pédale est changée en correspondance à la différence existant entre les forces exercées par la

pression de fluide agissant sur les extrémités avant et

15

arrière du manchon 158 de réception de soupape de commande, changeant ainsi la course.

Aussi, dans les moyens de course variable par fluide 3 du système de freinage 1 du dixième mode de réa-

20

lisation, le piston de puissance 80 du dispositif d'amplification hydraulique 77, c'est-à-dire l'arbre de sor-

tie 40, et le manchon 158 de réception de soupape de commande c'est-à-dire l'arbre d'entrée 36 sont mobiles l'un

par rapport à l'autre et la position relative entre l'arbre de sortie 40 et l'arbre d'entrée 36 est commandée par

25

la pression de fluide, de sorte que la course de pédale peut être modifiée par la pression de fluide. Dans le

dixième mode de réalisation, la pression de fluide desti-

née à commander la course de pédale est la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 de sorte

30

que lorsque la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein est accrue, la course de l'arbre d'entrée 36 peut être réduite par rapport à celle de l'arbre de sortie 40.

Les autres actions et effets du système de freinage 1 du dixième mode de réalisation sont pratiquement les mêmes que ceux du neuvième mode de réalisation.

Bien que la chambre de pression de fluide 160 soit reliée à la chambre de puissance 96 à travers le passage 103 et le prolongement 103a dans le dixième mode de réalisation, le prolongement 103a du passage 103 peut être supprimé pour ne pas permettre la communication directe entre la chambre de pression de fluide 160 et la chambre de puissance 96 comme représenté sur la figure 17, la chambre de pression de fluide 160 est reliée à la pompe 188 à travers l'électrovanne 218 et l'électrovanne 218 est commandée par une unité de commande électronique pour commander la pression de la chambre de pression de fluide 160 de la même manière que dans le mode de réalisation représenté sur la figure 11, de sorte que la course de pédale peut être changée de plusieurs manières et par conséquent être correctement établie en correspondance aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou au conducteur. En manipulant le bouton de commande de course, le conducteur peut établir la course de la pédale conformément à ses préférences.

La figure 18 est une vue représentant schématiquement le onzième mode de réalisation de la présente invention.

Dans le dixième mode de réalisation, la course de pédale peut être changée en déplaçant vers l'arrière le manchon 158 de réception de soupape de commande recevant la soupape de commande 155. Dans le système de freinage 1 du onzième mode de réalisation, cependant, les caractéristiques d'entrée et de sortie du dispositif d'amplification hydraulique 77 sont fournies mécaniquement avec hystérésis et, en utilisant l'hystérésis des caractéristiques d'entrée et de sortie, la pression arrière

est intensifiée en utilisant une pression de fluide fournie par une pompe et la course de pédale est changée.

Comme représenté sur la figure 18, dans le dispositif d'amplification hydraulique 77 du onzième mode de réalisation, l'élément d'actionnement de soupape 89 est disposé à l'extrémité avant de l'arbre d'entrée 36 de telle manière qu'il puisse se déplacer par rapport à l'arbre d'entrée 36. L'élément d'actionnement de soupape 89 est toujours rappelé vers l'avant par un ressort 214 et est empêché d'avoir un mouvement supplémentaire vers l'avant par la butée 215 fixée sur l'extrémité avant de l'arbre d'entrée 36. L'élément d'actionnement de soupape 89 est toujours empêché de se déplacer plus loin vers l'arrière en venant en contact avec une saillie avant centrale 36c de l'arbre d'entrée 36. Le ressort 214 est disposé dans une chambre 216 qui communique avec la chambre de puissance 96 à travers un espace situé autour de l'élément d'actionnement de soupape 89.

Des espaces existant dans l'état inactif tel que représenté sont établis comme suit. Les espaces constitués de :

- un espace A existant entre la bille formant soupape 156 et l'élément d'actionnement de soupape 89 ;
- un espace B constitué de l'élément d'actionnement de soupape 89 et de l'arbre d'entrée 36 ;
- un espace C situé entre l'extrémité arrière du piston de réaction 91 et la marche 36a de l'arbre d'entrée 36 ;
- et un espace D existant entre le second rebord 91b du piston de réaction 91 et la marche 80a du piston de puissance 80, sont établis pour satisfaire à l'équation qui suit :

$$C - A > D > C - A - B \quad \dots (1)$$

Afin de fournir des caractéristiques de saut au dispositif d'amplification hydraulique 77, l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 doit venir en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36 avant que le second rebord 91b du piston de réaction 91 ne vienne

en contact avec la marche 80a du piston de puissance 80 pendant l'opération de freinage. Les espaces doivent être établis de telle sorte que l'espace C devienne plus petit que l'espace D lorsqu'à la fois l'espace A et l'espace B deviennent nuls dans l'état équilibré dans l'état de charge médiane pendant l'opération de freinage. C'est-à-dire que l'équation qui suit doit être satisfaite :

$$D > C - (A + B) \quad \dots (2)$$

Afin de fournir l'hystérésis du dispositif d'amplification hydraulique 77, le rapport d'asservissement dans la direction de libération de l'opération (le retour) doit être plus élevé que celui dans la direction active. Pour rendre le rapport d'asservissement plus élevé, l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 doit être séparée de la marche 36a de l'arbre d'entrée 36 pendant le retour. C'est-à-dire que l'équation suivante doit être satisfaite :

$$D < C - A \quad \dots (3)$$

Pour satisfaire aux équations (2) et (3), en conséquence, les espaces A à D doivent être établis pour satisfaire à l'équation (1) mentionnée ci-dessus.

Les autres parties de structure du système de freinage du onzième mode de réalisation sont les mêmes que celles du dixième mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du onzième mode de réalisation tel qu'établi ci-dessus, le dispositif d'amplification hydraulique 77 a des caractéristiques d'entrée-sortie telles que représentées sur la figure 19.

Sur la figure 19, puisque l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 ne vient pas en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36 immédiatement après le début de l'opération de freinage, le rapport d'asservissement est relativement élevé et la sortie est accrue le long d'une ligne α ayant une grande inclinaison par

rapport à la croissance de l'entrée. C'est-à-dire qu'une action de saut est réalisée. Lorsque la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 est accrue pour atteindre une valeur surmontant la force élastique du ressort 92, le piston de réaction 91 se retire par rapport à l'arbre d'entrée 36 de sorte que l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 vient en contact avec la marche 36a de l'arbre d'entrée 36. Par conséquent, l'action de saut est terminée, la commande d'asservissement au niveau d'un rapport d'asservissement relativement faible pour un freinage normal est effectuée de sorte que la sortie est accrue le long d'une ligne β ayant une inclinaison relativement petite. Dans l'état de pleine charge où la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 n'est plus augmentée même avec une progression vers l'avant de l'arbre d'entrée 36, l'augmentation de la sortie devient égale à l'augmentation de l'entrée de l'arbre d'entrée 36 c'est-à-dire que la sortie est accrue le long d'une ligne γ ayant une inclinaison encore plus petite que la ligne β .

Dans la direction de libération de l'opération depuis l'état de pleine charge, la sortie n'est pas réduite et est maintenue constante le long d'une ligne δ même lorsque l'arbre d'entrée 36 se retire et donc l'entrée est réduite jusqu'à ce que le second rebord 91a du piston de réaction 91 vient en contact avec la marche 80a du piston de puissance 80. Lorsque le second rebord 91a du piston de réaction 91 vient en contact avec la marche 80a du piston de puissance 80, le piston de puissance 80 se retire. A ce moment, du fait de l'état de pleine charge, la diminution de la sortie est égale à la diminution de l'entrée c'est-à-dire que la sortie est diminuée le long d'une ligne ϵ . Dans cet état, l'élément d'actionnement de soupape 89 ne vient pas en contact avec la butée 215 de sorte que le second siège de soupape 89a est

encore en contact avec la bille formant soupape 156 (c'est-à-dire que l'espace A est nul) et l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 est séparée de la marche 36a de l'arbre d'entrée 36.

5

Après que la bille formant soupape 156 soit venue en appui dans le premier siège de soupape 82a et que l'élément d'actionnement de soupape 89 soit venu en contact avec la butée 215, le second siège de soupape 89a est séparé de la bille formant soupape 156 de sorte que la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 est évacuée vers le réservoir 102. Par conséquent, la sortie est diminuée ce qui s'accompagne de la diminution de l'entrée par la commande d'asservissement. Le rapport d'asservissement à ce moment est un rapport d'asservissement relativement grand, égal au rapport d'asservissement des caractéristiques de saut, du fait que l'extrémité arrière 91c du piston de réaction 91 est déjà séparée de la marche 36a de l'arbre d'entrée 36. Par conséquent, la sortie est diminuée le long d'une ligne ζ . De cette manière le dispositif d'amplification hydraulique 77 du onzième mode de réalisation a un grand hystérésis de sorte que les caractéristiques d'entrée-sortie sont différentes entre la direction active et la direction de relâchement de l'opération.

25

Comme décrit ci-dessus, dans le système de freinage 1 du onzième mode de réalisation, puisque le dispositif d'amplification hydraulique 77 a un grand hystérésis, le système de freinage 1 peut obtenir plusieurs sorties même en ayant la même entrée. C'est-à-dire qu'une entrée différente peut être fournie afin d'obtenir la même sortie. De plus, dans le système de freinage 1 du onzième mode de réalisation, la chambre de puissance 96 du dispositif d'amplification hydraulique 77 est reliée à la pompe 188 à travers le passage 97, une entrée de pression de commande 98, et une électrovanne de coupure nor-

35

malement fermée 207, et une électrovanne de commutation 218 est fournie pour commuter la communication entre les cylindres de roue 7, 8 et la sortie 130 du maître-cylindre 6 ou l'entrée de pression de commande 98 du dispositif d'amplification hydraulique 77. Normalement, l'électrovanne de commutation 218 relie les cylindres de roue 7, 8 à la sortie 130 du maître-cylindre 6.

Lorsqu'une condition prédéterminée est satisfaite par les états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement des freins, état de surface de la route, et/ou un conducteur, de la même manière que dans le neuvième mode de réalisation, la pompe 188 est entraînée, l'électrovanne de coupure 207 est ouverte, et l'électrovanne de commutation 218 est actionnée, reliant ainsi les cylindres de roue 7, 8 à la sortie 98 du dispositif d'amplification hydraulique 77. Par conséquent, la pression produite par la pompe est envoyée vers la chambre de puissance 96 du dispositif d'amplification hydraulique 77 pour augmenter la pression de fluide de la chambre de puissance 96 de sorte que la pression du maître-cylindre est aussi augmentée. A ce moment, puisque le diamètre du piston de puissance 80 et le diamètre du piston primaire 117 du maître-cylindre 6 sont égaux l'un à l'autre, la pression de fluide existant dans la chambre de puissance et la pression du maître-cylindre deviennent égales l'une à l'autre. Du fait du grand hystérésis des caractéristiques d'entrée-sortie du dispositif d'amplification hydraulique 77, la pression dans la chambre de puissance est équilibrée avec la même entrée dans la plage d'hystérésis, même lorsque la pression dans la chambre de puissance est accrue. De plus, la pression de fluide dans la chambre de puissance 96 dans laquelle la pression de pompe est envoyée vers les cylindres de roue 7, 8 via l'électrovanne de commutation 218 de sorte que l'action de freinage est obtenue. A ce moment, puisque la pression

de fluide du maître-cylindre 6 n'est pas appliquée au cylindres de roue 7, 8, la course de la pédale est réduite. De cette manière, la course de la pédale peut être modifiée en commandant la pompe 188, l'électrovanne de coupure 207, et l'électrovanne de commutation 218 dans les états prédéterminés, comme mentionné ci-dessus.

La figure 20 est une vue en coupe représentant le douzième mode de réalisation de la présente invention.

Dans le système de freinage 1 du douzième mode de réalisation, la soupape de commande 155 est constituée d'une vanne à tiroir. Un manchon étagé 171 ayant une extrémité avant de grand diamètre et une extrémité arrière de petit diamètre est agencé de manière étanche et coulissante dans un trou axial étagé du piston de puissance 80. Le manchon 171 a un trou axial central dans lequel un tiroir de vanne 172 est disposé de manière coulissante. Le tiroir de vanne 172 est relié à l'arbre d'entrée 36. Le piston de puissance 80 est muni d'un trou d'alimentation de fluide 173 formé dans celui-ci, qui communique toujours avec l'orifice d'entrée 93 relié à l'accumulateur 109, et un trou d'évacuation de fluide 174, qui communique toujours avec le réservoir 102. Le manchon 171 est muni d'un trou d'alimentation de fluide 175 et d'un trou d'évacuation de fluide 176 formés dans celui-ci, qui communiquent toujours avec les trous 173 et 174, respectivement.

Le tiroir de vanne 172 est muni d'un trou axial 177 ouvrant en direction de l'extrémité avant et d'un trou radial 178 communiquant avec le trou axial 177 et la chambre de puissance 96. Le tiroir de vanne 172 est aussi muni d'un trou d'alimentation radial 179 et d'un trou d'évacuation radial 180 permettant la communication entre le trou axial 177 et des espaces situés autour de la surface extérieure du tiroir de vanne 172. Le tiroir de vanne 172 est toujours rappelé vers l'arrière (dans la

direction inactive) par un ressort 181. Le trou d'alimentation radial 179 est coupé du trou d'alimentation de fluide 175 lorsque le système de freinage est inactif comme représenté et est relié au trou d'alimentation de fluide 175 par la progression vers l'avant du tiroir de vanne 172 lorsque le système de freinage est actif. Le trou d'évacuation radial 180 est relié au trou d'évacuation de fluide 176 lorsque le système de freinage est inactif comme représenté et est coupé du trou d'évacuation de fluide 176 par la progression vers l'avant du tiroir de vanne 172 lorsque le système de freinage est inactif.

Une chambre de pression de fluide 160 est définie entre l'extrémité avant de grand diamètre du manchon 171 et le piston de puissance 80 et communique toujours avec la chambre de puissance 96 par l'intermédiaire du trou axial 177 et du trou radial 178 du tiroir de vanne 172. L'extrémité arrière de petit diamètre du manchon 171 communique toujours avec la chambre de puissance 96. Par conséquent, la pression de fluide existant dans la chambre de pression de fluide 160 agit sur l'extrémité avant du manchon 171 et la pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 agit sur l'extrémité arrière du manchon 171. Le manchon 171 est toujours rappelé vers l'avant par un ressort 182.

Bien que le piston de réaction 91 soit supprimé dans le système de freinage 1 du douzième mode de réalisation, les autres parties de structure du système de freinage 1 du douzième mode de réalisation sont pratiquement les mêmes que celles du dixième mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du douzième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, lorsque l'opération de freinage normal est démarrée, le tiroir de vanne 172 avance de sorte que le trou d'évacuation radial 180 est coupé du trou d'évacuation de fluide 176 et le trou d'alimentation radial 179 est relié au trou d'alimentation

mentation de fluide 175. Alors, le fluide sous pression est introduit dans la chambre de puissance 96 de manière à actionner le piston de puissance 80. A ce moment, le fluide sous pression est aussi introduit dans la chambre de pression de fluide 160. Par conséquent, une pression de fluide égale à celle de la chambre de puissance 96 agit sur l'extrémité avant du manchon 171 et la pression de fluide de la chambre de puissance 96 agit sur l'extrémité arrière du manchon 171. Du fait d'une différence entre les surfaces de réception de pression de l'extrémité avant et de l'extrémité arrière, cependant, une force différentielle est produite par l'action de la pression de fluide, de sorte que le manchon 171 est rappelé vers l'arrière par rapport au piston de puissance 80, de la même manière que dans le dixième mode de réalisation mentionné ci-dessus, vers une position où la force de rappel et la force élastique du ressort 182 sont équilibrées. Par conséquent, la course peut être modifiée.

Dans le douzième mode de réalisation, de la même manière que dans le dixième mode de réalisation, le piston de puissance 80 du dispositif d'amplification hydraulique 77 c'est-à-dire l'arbre de sortie 40 et les éléments formant soupape de commande 171, 172, c'est-à-dire l'arbre d'entrée 36, sont structurés pour se déplacer les uns par rapport aux autres et la position relative entre le piston de puissance 80 et le manchon 171 de la soupape de commande est commandée par le fluide. Dans le douzième mode de réalisation, en utilisant une pression de fluide existant dans la chambre de puissance 96 en tant que fluide, lorsque la puissance de jambe est accrue, la course de la soupape de commande, c'est-à-dire de l'arbre d'entrée 36, peut être raccourcie par rapport à la course du piston de puissance 80.

Aussi, dans le douzième mode de réalisation, de la même manière que dans le dixième mode de réalisation

représenté sur la figure 17, la chambre de pression de fluide 160 peut être coupée de la chambre de puissance 96 et la pression de pompe est envoyée vers la chambre de pression de fluide 160 en commandant l'électrovanne de commutation 218. De cette manière, ainsi que pour les modes de réalisation qui précèdent, la course de pédale peut être changée conformément à plusieurs états, à tout moment ou à chaque fois que nécessaire.

Les autres actions et effets du système de freinage 1 du douzième mode de réalisation sont les mêmes que ceux du dixième mode de réalisation.

La figure 21 est une vue représentant schématiquement le treizième mode de réalisation de la présente invention, et la figure 22 est une vue en coupe d'un maître-cylindre 6 utilisé dans le système de freinage 1 du treizième mode de réalisation.

Bien que les moyens de course variable par fluide 3 soient agencés dans un dispositif d'amplification à dépression ou hydraulique de l'un quelconque des modes de réalisation mentionnés ci-dessus, les moyens de course variable par fluide 3 sont agencés dans le maître-cylindre 6 du système de freinage 1 du treizième mode de réalisation.

Comme représenté sur la figure 22, le maître-cylindre 6 du système de freinage 1 du treizième mode de réalisation est différent du maître-cylindre 6 du dixième mode de réalisation représenté sur les figures 15 et 16, en ce sens que l'élément d'étanchéité formant coupelle 163 du piston primaire 117 est disposé de manière coulissante. Un manchon étagé 183 est disposé de manière coulissante dans le trou axial du boîtier 78. L'extrémité arrière du manchon étagé 183 a une surface de réception de pression plus grande que celle de son extrémité avant. Les éléments d'étanchéité formant coupelle 163, 184 sont agencés sur les extrémités avant et arrière du manchon

étagé 183. Le manchon étagé 183 est toujours rappelé vers l'arrière par un ressort 185. Le manchon étagé 183 est muni d'un passage 161 communiquant toujours avec le réservoir 102.

5 Le piston primaire 117 pénètre de manière étanche et coulissante dans le manchon étagé 183 et le manchon étagé 183 peut venir en contact avec la marche 117a du piston primaire 117 dans la direction avant.

10 Une chambre de pression de fluide analogue à un anneau 186 est définie derrière le manchon étagé 183 et communique toujours avec la chambre primaire 72 par l'intermédiaire d'un passage 187 formé dans le piston primaire 117.

15 Le reste de la structure du maître-cylindre du treizième mode de réalisation est pratiquement le même que celui du maître-cylindre du dixième mode de réalisation.

20 Comme représenté sur la figure 21, une pression d'évacuation est introduite par une pompe 188 dans une ligne reliant la chambre primaire 72 et les cylindres de roue 7/8.

25 Dans le système de freinage 1 du treizième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée pour réaliser l'opération de freinage normal, le dispositif d'amplification à pression 5 est actionné et l'arbre de sortie 40 avance de la même manière que décrit ci-dessus. En conséquence, le piston primaire 117 avance de telle sorte que le trou radial 162 passe sur l'élément d'étanchéité formant cou-

30 pelle 163, développant ainsi une pression de maître-cylindre dans la chambre primaire 72. Du fait de la pression de maître-cylindre dans la chambre primaire 72, le piston secondaire 118 avance aussi de sorte que le trou radial 166 passe sur l'élément d'étanchéité formant
35 coupelle 167, développant ainsi la pression de maî-

tre-cylindre dans la chambre secondaire 76. Ces pressions de maître-cylindre sont introduites dans les cylindres de roue 7, 8, 9, 10 de sorte que l'action de freinage est obtenue.

5 Au début de l'opération de freinage, la pompe 188 est actionnée de sorte que la pression d'évacuation de la pompe 188 est introduite dans la chambre primaire 72 de sorte que la pression de fluide existant dans la chambre primaire 72 est augmentée. Ensuite, le piston 10 primaire 117 se retire par rapport au manchon étagé, de sorte que le trou radial 162 est à nouveau relié au réservoir 102. Par conséquent, le fluide sous pression existant dans la chambre primaire 72 est évacué, de sorte que la force produite par la pression de fluide existant 15 dans la chambre primaire 72 poussant le piston primaire 117 et l'entrée provenant de l'arbre de sortie 40 sont équilibrées. La pression de fluide de la chambre primaire 72 est introduite dans la chambre de pression de fluide 186 positionnée derrière le manchon étagé, à travers le 20 passage 187 formé dans le piston primaire 117, et agit sur l'extrémité arrière du manchon étagé. La pression de fluide de la chambre primaire 72 agit aussi sur l'extrémité avant du manchon étagé 183. Puisque la surface de réception de pression de l'extrémité arrière du manchon étagé 183 est plus grande que la surface de réception de 25 pression de son extrémité avant, cependant, le manchon étagé 183 est poussé vers l'avant et est maintenu dans un état en contact avec la marche 117a du piston primaire 117.

30 Lorsque le piston primaire 117 avance encore plus au niveau de cet état, le manchon étagé 183 avance en un seul bloc. Le manchon étagé 183 s'arrête au niveau d'une position, dans l'état de charge moyenne, où la force de poussée produite par les pressions sur la base 35 de la différence existant entre les surfaces de réception

de pression et la force élastique du ressort 185 sont équilibrées. Cette position est une position de course du manchon étagé 183 et la course du piston primaire 117 est définie par cette position. C'est-à-dire que la pression de pompe à envoyer est ajustée par le piston primaire 117 et le manchon étagé 183 du maître-cylindre 6 conformément à l'entrée. la pression de pompe ajustée est envoyée aux cylindres de roue 7, 8, en réalisant ainsi une action de freinage. Puisque le piston primaire 117 du maître-cylindre 6 est déterminé à ce moment par le ressort 185, de manière indépendante des cylindres de roue 7, 8, la course de pédale est raccourcie.

Dans les moyens de course variable par fluide 3 du treizième mode de réalisation, la course du piston primaire 117 du maître-cylindre 6 est changée conformément à la pression de fluide agissant sur le piston primaire 117. Conformément au treizième mode de réalisation, lorsque la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein est accrue, la course de la pédale peut être raccourcie.

Bien que la pompe 188 soit actionnée en même temps que l'opération de freinage dans le treizième mode de réalisation, la pompe 188 peut être actionnée conformément à plusieurs états, de la même manière que dans le neuvième mode de réalisation. En conséquence, la course de pédale peut être changée vers une distance souhaitable, à tout moment ou à chaque fois que nécessaire.

Bien que, dans le treizième mode de réalisation, le maître-cylindre 6 soit actionné par le dispositif d'amplification à dépression 5, le maître-cylindre 6 peut être actionné par le dispositif d'amplification hydraulique 77 ou par tout dispositif d'amplification d'une autre puissance, tel que de l'air comprimé. Le piston primaire 117 peut être actionné directement par la pédale de frein sans aucun dispositif d'amplification.

La figure 23 est une vue représentant schématiquement le quatorzième mode de réalisation de la présente invention et la figure 24 est une vue en coupe d'un maître-cylindre 6 utilisé dans le système de freinage 1 du quatorzième mode de réalisation. Bien que le manchon étagé 183 soit utilisé dans le treizième mode de réalisation mentionné ci-dessus, un manchon 189 dont les extrémités avant et arrière ont le même diamètre est utilisé dans le quatorzième mode de réalisation à la place du manchon étagé 183. Le manchon 189 a un trou radial 190 formé dans une partie de son extrémité arrière et le piston primaire 117 est muni d'un élément d'étanchéité formant coupelle 191 coopérant avec le trou radial 190. Dans l'état inactif représenté sur la figure 24, l'élément d'étanchéité formant coupelle 191 est positionné derrière le trou radial 190 de sorte que la chambre de pression de fluide 186 communique avec le réservoir 102 par l'intermédiaire du trou radial 190 d'un espace existant entre la surface intérieure du manchon 189 et la surface extérieure du piston primaire 117, et du passage 161 du manchon 189. Lorsque le piston primaire 117 se déplace vers l'avant par rapport au manchon 189 et que l'élément d'étanchéité formant coupelle 191 passe sur le trou radial 190, la chambre de pression de fluide 186 est coupée du réservoir 102.

La chambre de pression de fluide 186 est aussi reliée à la pompe 188 par l'intermédiaire d'un trou 192 formé dans le boîtier 78. La communication entre la chambre primaire 72 et la chambre de pression de fluide 186 est bloquée par la progression vers l'avant du piston primaire 117.

Le reste de la structure du système de freinage 1 du quatorzième mode de réalisation est le même que dans le treizième mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du quatorzième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée pour réaliser l'opération de freinage normal, le dispositif d'amplification à dépression 5 est actionné et l'arbre de sortie 40 avance de la même manière que décrite ci-dessus. En conséquence, le piston primaire 117 avance de sorte que le trou radial 162 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 163, en développant ainsi la pression de maître-cylindre existant dans la chambre primaire 72. Du fait de la pression de maître-cylindre existant dans la chambre primaire 72, le piston secondaire 118 avance aussi de sorte que le trou radial 166 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 167, développant ainsi une pression de maître-cylindre dans la chambre secondaire 76. Ces pressions de maître-cylindre sont introduites dans les cylindres de roue 7, 8, 9, 10 de sorte que l'action de freinage est obtenue.

Conformément à la progression vers l'avant du piston primaire 117, l'élément d'étanchéité formant coupelle 191 passe sur le trou radial 190 de sorte que la chambre de pression de fluide 186 est coupée du réservoir 102.

Au début d'une opération de freinage, la pompe 188 est actionnée de sorte que la pression d'évacuation de la pompe 188 est introduite dans la chambre de pression de fluide 186 à travers le trou 192 de sorte que la pression de fluide existant dans la chambre de pression de fluide 186 devient plus élevée que la pression de fluide de la chambre primaire 72. Le manchon 189 est poussé vers l'avant par la différence de pression existant entre la pression de fluide de la chambre de pression de fluide 186 et la pression de fluide de la chambre primaire 72. Lorsque la force de poussée du manchon 189 exercée par la différence de pression surmonte la force

élastique du ressort 185, le manchon 189 se déplace vers l'avant et le trou radial 190 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 191, permettant ainsi à nouveau la communication entre la chambre de pression de fluide 186 et le réservoir 102. En résultat, le piston primaire 117 avance encore. L'élément d'étanchéité formant coupelle 191 passe ensuite à nouveau sur le trou radial 190 de sorte que la chambre de pression de fluide 186 est coupée à nouveau du réservoir 102. Par conséquent, la pression de fluide existant dans la chambre de pression de fluide 186 est augmentée et le manchon 189 avance. De cette manière, le manchon 189 avance avec le piston primaire 117, en étant équilibré.

Lorsque la pompe 188 est inactive, la quantité de fluide envoyée depuis le maître-cylindre 6 vers les cylindres de roue 7, 8 est déterminée par la course du piston primaire 117. Lorsque la pompe 188 est active, la quantité de fluide envoyée vers les cylindres de roue 7, 8 est déterminée par les courses du piston primaire 117 et du manchon 189. La course du piston primaire 117 est raccourcie pour la quantité de fluide envoyée vers les cylindres de roue 7, 8 par la course du manchon 189 lorsque la pompe est active.

Dans les moyens de course variable par fluide 3 du quatorzième mode de réalisation, la quantité de fluide évacuée par rapport à la course du piston primaire 117 du maître-cylindre 6, c'est-à-dire de l'arbre d'entrée 36, est commandée par le fluide. Aussi, selon le quatorzième mode de réalisation, tout comme le treizième mode de réalisation, lorsque la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein est accrue, la course du maître-cylindre c'est-à-dire la course de pédale peut être raccourcie. De plus, la pompe 188 peut être actionnée conformément à plusieurs états de la même manière que dans le neuvième mode de réalisation.

La figure 25 est une vue en coupe représentant le quinzième mode de réalisation de la présente invention, et la figure 26 est une vue partielle en coupe à plus grande échelle de la figure 25.

5 Comme représenté sur la figures 25 et 26, dans le système de freinage 1 du quinzième mode de réalisation, le piston primaire 117 pénètre de manière coulissante à travers trois éléments d'étanchéité formant coupelle 193, 194, 163 qui sont disposés dans le trou axial
10 du boîtier 78 du maître-cylindre 6.

Dans le trou axial du boîtier 78, une chambre d'intensification de pression 195 est formée par l'élément d'étanchéité formant coupelle 193 et une première
15 chambre annulaire de fluide 196 est formée entre les éléments d'étanchéité formant coupelle 194, 163.

L'élément d'étanchéité formant coupelle 193 est
20 disposé pour bloquer l'écoulement du fluide de frein depuis la chambre d'intensification de pression 195 en direction du côté opposé c'est-à-dire autour de l'élément d'étanchéité formant coupelle 193 et permettre l'écoulement de fluide de frein dans le sens inverse. L'élément d'étanchéité formant coupelle 194 est disposé pour bloquer l'écoulement de fluide de frein depuis la première
25 chambre annulaire de fluide 196 vers le côté opposé de l'élément d'étanchéité formant coupelle 194 et permettre l'écoulement de fluide de frein dans le sens inverse. De plus, l'élément d'étanchéité formant coupelle 163 est
30 disposé pour bloquer l'écoulement de fluide de frein depuis la chambre primaire 72 en direction de la première chambre annulaire de fluide 196 et permettre l'écoulement de fluide de frein dans le sens inverse.

Comme représenté sur la figure 26, le piston
35 primaire 117 a un trou axial 197 qui est formé dans une partie d'extrémité arrière du piston primaire 117 pour ouvrir en direction de la chambre d'intensification de

pression 195. Une partie d'extrémité avant de l'arbre de sortie 40 du dispositif d'amplification à dépression 5 est disposée dans le trou axial 197 du piston primaire 117. L'arbre de sortie 40 pénètre de manière coulissante dans des éléments d'étanchéité formant coupelle 198, 199 disposés autour de la surface intérieure du trou axial 197.

Dans le trou axial 197 du piston primaire 117, une troisième chambre annulaire de fluide 200 est formée entre les éléments d'étanchéité formant coupelle 198 et 199 et une chambre de réaction 201 est formée par l'élément d'étanchéité formant coupelle 199.

L'élément d'étanchéité formant coupelle 198 se dispose pour bloquer l'écoulement de fluide de frein depuis la chambre d'intensification de pression 195 vers la troisième chambre annulaire de fluide 200 et permettre l'écoulement de fluide de frein dans le sens inverse. L'élément d'étanchéité formant coupelle 199 est disposé pour bloquer l'écoulement de fluide de frein depuis la chambre de réaction 201 en direction de la troisième chambre annulaire de fluide 200 et permettre l'écoulement de fluide de frein dans le sens inverse.

L'arbre de sortie 40 est muni d'un trou axial 202 qui est formé dans une partie d'extrémité avant de l'arbre de sortie 40 pour s'ouvrir en direction de la chambre de réaction 201. Un ressort de rappel 203 dont la constante de ressort est plus petite que celle du ressort de rappel 170 est disposé et comprimé entre l'arbre de sortie 40 et le piston primaire 117. Lorsque l'arbre de sortie 40 est dans la position inactive représentée, le piston primaire 117 et l'arbre de sortie 40 sont séparés l'un de l'autre par la force élastique du ressort de rappel 203. Lorsque l'arbre de sortie 40 avance, le ressort de rappel 203 est comprimé de sorte que le piston primaire 117 et l'arbre de sortie 40 viennent en contact

l'un avec l'autre. Le piston primaire 117 a un passage 204 formé dans celui-ci, qui permet toujours la communication entre la première chambre annulaire de fluide 196 et la troisième chambre annulaire de fluide 200.

5

L'arbre de sortie 40 a un trou radial 205 formé dans sa partie d'extrémité avant, qui permet la communication entre la troisième chambre annulaire de fluide 200

10

et la chambre de réaction 201. Lorsque l'arbre de sortie 40 est dans la position inactive représentée, le trou radial 205 est positionné légèrement derrière l'élément d'étanchéité formant coupelle 199 pour permettre la communication entre la troisième chambre annulaire de fluide

15

200 et la chambre de réaction 201. Lorsque l'arbre de sortie 40 est actionné, le trou radial 205 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 199 de manière à ne plus permettre la communication entre la troisième chambre annulaire de fluide 200 et la chambre de réaction 201. L'arbre de sortie 40 a un passage 206 qui est formé

20

dans celui-ci, qui permet toujours la communication entre la chambre d'intensification de pression 195 et la chambre de réaction 201.

25

La chambre d'intensification de pression 195 du maître-cylindre 6 est reliée à la pompe 188 par l'intermédiaire d'une électrovanne de coupure 207 normalement fermée. Un clapet anti-retour 209 permettant uniquement l'écoulement de fluide de frein depuis le réservoir 102

30

vers la chambre d'intensification de pression 195 est disposé dans une ligne 208 reliant la chambre d'intensification de pression 195 et le réservoir 102. Une électrovanne de commutation 218 qui permet normalement la communication entre la chambre primaire 72 et les cylindres de roue 7, 8 est disposée dans une ligne située entre la chambre primaire 72 du maître-cylindre 6 et les cylindres de roue 7, 8, et, dans son état actif, elle

permet la communication entre la pompe 188 et les cylindres de roue 7, 8.

Dans le système de freinage du quinzième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, tous les
5 constituants sont dans les positions inactives comme représenté lorsque le système de freinage est inactif. Dans cet état, la chambre d'intensification de pression 195 du maître-cylindre 6 communique avec le réservoir 102 par
10 l'intermédiaire du passage 206 et du trou radial 205 de l'arbre de sortie 40, de la troisième chambre annulaire de fluide 200, du passage 204 et de la première chambre annulaire de fluide 196 et passe donc à la pression atmosphérique.

Lorsque la pédale de frein 11 est enfoncée au
15 niveau de cet état pour réaliser l'opération de freinage normal, le dispositif d'amplification à dépression 5 est actionné et l'arbre de sortie 40 avance et vient en contact avec le piston primaire 117 pour transmettre la sorte de réaction ayant une puissance amplifiée par rapport à la puissance de jambe exercée sur la pédale de frein vers le
20 piston primaire 117. Par la progression vers l'avant de l'arbre de sortie 40, le trou radial 205 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 199 de sorte que la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification
25 de pression 195 sont coupées du réservoir 102.

Par la sortie du dispositif d'amplification à
dépression 5, le piston primaire 117 avance pour développer une pression de maître-cylindre dans la chambre primaire 72. Par la pression de maître-cylindre, le piston
30 secondaire 118 avance aussi pour développer une pression de maître-cylindre dans la chambre secondaire 76. Ces pressions de maître-cylindre sont introduites dans les cylindres de roue 7, 8, 9, 10, réalisant ainsi le freinage normal.

Bien que le volume de la chambre d'intensification de pression 195 soit accru par la progression vers l'avant du piston primaire 117 de sorte que la pression existant dans la chambre d'intensification de pression 195 est dirigée vers une pression négative à ce moment, du fluide de frein est introduit en provenance du réservoir 102 dans la chambre d'intensification de pression 195 à travers le clapet anti-retour 209 de sorte que l'intérieur de la chambre d'intensification de pression 195 est maintenu à la pression atmosphérique. Par conséquent, le piston primaire 117 n'est pas affecté et peut donc avancer de manière douce.

Lorsque la pédale de frein 11 est relâchée pour annuler l'opération de freinage, le dispositif d'amplification à dépression 5 devient inactif et l'arbre de sortie 40 se retire dans une direction allant vers la position inactive. Puisque la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 sont toutes deux coupées du réservoir 102 de manière à être dans l'état étanche jusqu'à ce que le trou radial se déplace derrière l'élément d'étanchéité formant coupelle 199, ni le piston primaire 117, ni le piston secondaire 118, ne se retirent, mais seuls l'arbre de sortie 40 se retire.

Lorsque l'arbre de sortie 40 se retire un peu plus et que le trou radial 205 passe sur l'élément d'étanchéité formant coupelle 199, à la fois la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 communiquent avec le réservoir 102 de la même manière que dans l'état inactif. Par conséquent, le fluide de frein situé à la fois dans la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 est évacué et le piston primaire 117 se retire. En conséquence, le piston secondaire 118 se retire aussi. Les pressions de freinage des cylindres de roue 7, 8, 9, 10 sont réduites. Lorsque les trous radiaux 162, 166 des

pistons 117, 118 sont déplacés vers les positions situées derrière l'élément d'étanchéité formant coupelle 163, 167, respectivement, la chambre primaire 72 et la chambre secondaire 76 peuvent toutes deux communiquer avec le réservoir 102 pour être à la pression atmosphérique. Enfin, le système de freinage passe dans l'état inactif comme représenté, annulant ainsi l'action de freinage.

Par exemple, lorsque le pédale de frein 11 est enfoncée avec une vitesse de croissance de la puissance de jambe, ou une course de pédale de la pédale de frein, qui est plus élevée que celle d'un freinage normal, l'unité de commande électronique détecte la montée à vitesse élevée conformément à un signal détecté provenant d'un détecteur de détection adapté (non-représenté) et détermine que la commande d'aide au freinage, telle que destinée à un freinage d'urgence, est requise. Dans ce cas, l'unité de commande électronique active la pompe 188 et ouvre l'électrovanne de coupure 207. La pompe 188 envoie du fluide de frein du réservoir 102 vers la chambre d'intensification de pression 195 à travers l'électrovanne de coupure 207. A ce moment, l'arbre de sortie 40 a déjà avancé vers une position où la chambre d'intensification de pression 195 et la chambre de réaction 201 sont toutes deux coupées du réservoir 102 et passent dans un état étanche, de la même manière que décrite ci-dessus, de sorte que la pression existant dans la chambre d'intensification de pression 195 et la pression existant dans la chambre de réaction 201 sont augmentées jusqu'à la pression d'évacuation de pompe.

Du fait de la pression d'évacuation de pompe existant dans la chambre de réaction 201, l'arbre de sortie 40 est poussé en arrière et s'arrête au niveau d'une position où la force produite par la pression de fluide existant dans la chambre de réaction 201 agissant sur l'arbre de sortie 40 et la sortie de l'arbre de sortie 40

sont équilibrées. Puisque la surface de réception de pression du piston primaire 117 sur laquelle agit la pression d'évacuation de pompe et la surface de réception de pression du piston primaire 117 sur laquelle la pression de maître-cylindre agit sont égales l'une à l'autre, la pression de maître-cylindre et la pression d'évacuation de pompe deviennent égales l'une à l'autre.

L'électrovanne de commutation 218 est aussi actionnée au même moment où l'électrovanne de coupure 207 est ouverte, en permettant ainsi la communication entre les cylindres de roue 7, 8 et la pompe 188. Par conséquent, le piston primaire 117 ne se déplace pas, de sorte que la pression exercée par la pompe 188 est envoyée aux cylindres de roue 7, 8. A ce moment, la pression exercée par la pompe est plus élevée que la pression de maître-cylindre lorsque la pompe est inactive, par l'effet du mécanisme d'intensification de pression mentionné ci-dessus, produisant ainsi des forces de freinage plus grandes que dans le cas d'un freinage normal et fournissant une course de pédale plus courte pendant le mode d'aide au freinage.

Dans le quinzième mode de réalisation, les moyens de course variable par fluide utilisent le mécanisme d'intensification de pression agencé dans le maître-cylindre 6 pour envoyer la pression de fluide intensifiée vers les cylindres de roue. Conformément au quinzième mode de réalisation, en commandant la pompe 188, l'électrovanne de coupure 207, l'électrovanne de commutation, la force de freinage peut être intensifiée et/ou la course de pédale peut être changée selon plusieurs états y compris le mode d'aide au freinage mentionné ci-dessus, à tout moment ou à chaque fois que nécessaire.

Lorsque l'enfoncement de la pédale de frein 11 est relâché, l'unité de commande électronique arrête la pompe 188 et ferme l'électrovanne de coupure 207 confor-

mément à un signal provenant du détecteur détecté. Du fait de la fermeture de l'électrovanne de coupure 207, la chambre d'intensification de pression 195 et la chambre de réaction 201 passent dans l'état étanche.

5 De la même manière que dans le cas de l'annulation du freinage normal, la sortie 40 tout d'abord se retire et la chambre d'intensification de pression 195 et la chambre de réaction 201 peuvent toutes deux communiquer avec le réservoir 102 de sorte que le piston primaire 117 et le piston secondaire 118 se retirent. Par
10 conséquent, le dispositif d'amplification à dépression 5 et le maître-cylindre 6 passent dans l'état inactif comme représenté, annulant ainsi l'action de freinage.

15 La figure 27 est une vue représentant le seizième mode de réalisation de la présente invention.

Comme représenté sur la figure 27, dans le système de freinage 1 du seizième mode de réalisation, un joint torique 210 est agencé autour de la surface extérieure du piston primaire 117 à la place de l'élément
20 d'étanchéité formant coupelle 193 définissant la chambre d'intensification de pression 195 et de l'élément d'étanchéité formant coupelle 194 définissant la première chambre annulaire de fluide 196 du quinzième mode de réalisation.

25 Dans le seizième mode de réalisation, l'arbre de sortie 40 du dispositif d'amplification à dépression 5 et une tige d'entrée 211 du maître-cylindre 6 sont formés séparément. Une partie d'extrémité avant de la tige d'entrée 211 est insérée de manière coulissante dans le trou
30 axial 197 du piston primaire 117. La partie d'extrémité avant de la tige d'entrée 211 a la forme d'une tige étagée ayant une marche 211c formée entre une partie de petit diamètre 211a et une partie de grand diamètre 211b. D'autre part, le trou axial 197 du piston primaire 117
35 est formé en tant que trou étagé ayant un trou de petit

diamètre 197a et un trou de grand diamètre 197b. La partie de petit diamètre 221b de la tige d'entrée 211 est insérée de manière coulissante dans le trou de petit diamètre 197a du trou axial 197 et la partie de grand diamètre 211b est insérée de manière coulissante dans le trou de grand diamètre 197b. Dans le seizième mode de réalisation, les éléments d'étanchéité formant coupelle 198, 199 du quinzième mode de réalisation sont supprimés, et l'étanchéité entre la tige d'entrée 211 et le trou axial 197 est assurée par l'agencement coulissant existant entre eux. Le trou de grand diamètre 197b du trou axial 197 a une gorge axiale 212 qui est formée dans une partie de la surface intérieure du trou de grand diamètre 197b. La gorge axiale 212 communique toujours avec le réservoir 102 par l'intermédiaire du passage 204 et de la première chambre annulaire de fluide 196. Le piston primaire 117 et la tige d'entrée 211 sont positionnés, lorsque le système de freinage est dans un état inactif, de telle manière que l'extrémité de la tige d'entrée 211 soit en contact avec le piston primaire 117. Dans cet état, la marche 211c est positionnée dans une plage du trou de grand diamètre 197b où la gorge axiale 212 ne s'étend pas. Par conséquent, la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 sont toutes deux coupées de la gorge axiale 212 c'est-à-dire du réservoir 102. Lorsque la tige d'entrée 211 se déplace vers l'arrière par rapport au piston primaire 117, la marche 211c est positionnée dans une plage du trou de grand diamètre 197b où s'étend la gorge axiale 212. Par conséquent, la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 communiquent avec la gorge axiale 212 c'est-à-dire le réservoir 102. Le ressort de rappel 203 disposé et comprimé entre l'arbre de sortie 40 et le piston primaire 117 du quinzième mode de réalisation est supprimé dans le seizième mode de réalisation.

A la place du clapet anti-retour 209 du quinzième mode de réalisation, un élément d'étanchéité formant coupelle 213 est agencé et une ligne située au niveau du côté de la pompe 188 est reliée à la ligne 208 au niveau de la chambre d'intensification de pression 195 par l'élément d'étanchéité formant coupelle 213 du seizième mode de réalisation.

Le reste de la structure du système de freinage 1 du seizième mode de réalisation est le même que dans le quinzième mode de réalisation.

Puisque le système de freinage 1 du seizième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus est dans l'état représenté lorsqu'il est inactif, la marche 211c est positionnée dans la plage du trou de grand diamètre 151a-197b où la gorge axiale 212 ne s'étend pas et à la fois la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 sont coupées du réservoir 102 de manière à être dans l'état étanche.

L'opération de freinage normal est menée au niveau de cet état, le dispositif d'amplification à dépression 5 étant actionné de sorte que la sortie de celui-ci soit transmise à la tige d'entrée 211 par l'intermédiaire de l'arbre de sortie 40. Ensuite, la tige d'entrée 211 et le piston primaire 117 avancent de sorte que l'action de freinage normal est obtenue dans les deux circuits de la même manière que pour le quinzième mode de réalisation mentionné ci-dessus. A ce moment, le volume de la chambre d'intensification de pression 195 est accru. Puisque le liquide de frein situé dans le réservoir 102 passe une lèvre extérieure de l'élément d'étanchéité formant coupelle 213 et est envoyé dans la chambre d'intensification de pression 195, toutefois, le piston primaire 117 avance doucement.

Lorsque le freinage normal est annulé, la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de

pression 195 sont toutes deux dans l'état étanche, de sorte que le piston primaire 117 ne se retire pas, de la même manière que dans le quinzième mode de réalisation, mais seule la tige d'entrée 211 se retire. Alors, la marche 211c est positionnée dans une plage du trou de grand diamètre 197b où la gorge axiale 212 s'étend de sorte que la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 communiquent toutes deux avec le réservoir 102 pour permettre au fluide de frein situé dans la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 d'être évacué. Par conséquent, de la même manière que dans le quinzième mode de réalisation, le piston primaire 117 se retire en évacuant le fluide de frein situé dans la chambre de réaction 201 et la chambre d'intensification de pression 195 vers le réservoir 102. De cette manière, le freinage normal est annulé.

Aussi, dans le seizième mode de réalisation, juste comme dans le quinzième mode de réalisation, la pression existant dans la chambre d'intensification de pression 195 est intensifiée conformément à l'entrée en envoyant une pression d'évacuation provenant de la pompe 188 vers la chambre d'intensification de pression 195, et les forces de freinage peuvent être intensifiées et la course de pédale peut être raccourcie en envoyant la pression de pompe vers les cylindres de roue 7, 8.

L'opération d'annulation de l'action de freinage accompagnée de la commande d'aide au freinage est la même que celle du quinzième mode de réalisation.

L'autre action du système de freinage du seizième mode de réalisation est la même que celle du quinzième mode de réalisation.

La figure 28 est une vue représentant le dix-septième mode de réalisation de la présente invention.

Bien que le dispositif d'amplification à dépression 5 et le maître-cylindre 6 soient utilisés en combinaison dans le quinzième mode de réalisation mentionné ci-dessus, un dispositif d'amplification hydraulique 77 est utilisé dans le système de freinage 1 du dix-septième mode de réalisation tel que représenté sur la figure 28. Dans le dix-septième mode de réalisation, la surface en coupe (la surface de réception de pression) du piston de puissance 80 et la surface en coupe du piston primaire 117 sont établies de manière à être égales l'une à l'autre.

Bien que, dans le quinzième mode de réalisation, l'arbre de sortie 40 vienne en contact avec le piston primaire 117 uniquement lorsque l'arbre de sortie 40 avance par rapport au piston primaire 117, l'arbre de sortie 40 vient en contact avec le piston primaire 117 dans l'un ou l'autre cas où l'arbre de sortie 40 avance et où il se retire par rapport au piston primaire 117. Pour ceci, un rebord 40a est agencé au niveau de l'extrémité avant de l'arbre de sortie 40 et une partie de contact 117a, avec laquelle le rebord 40a vient en contact lorsque l'arbre de sortie 40 se retire par rapport au piston primaire 117, est formée dans le piston primaire 117. Les autres parties de structure de l'arbre de sortie 40 sont les mêmes que celles de l'arbre de sortie 40 du quinzième mode de réalisation et les autres structures du piston primaire 117 sont les mêmes que celles du piston primaire 117 du quinzième mode de réalisation. L'élément d'étanchéité formant coupelle 194 du quinzième mode de réalisation est supprimé dans le dix-septième mode de réalisation.

Les autres structures du système de freinage 1 du dix-septième mode de réalisation sont les mêmes que celles du quinzième mode de réalisation. L'action du sys-

tème de freinage 1 du dix-septième mode de réalisation est la même que celle du quinzième mode de réalisation.

La figure 29 est une vue représentant le dix-huitième mode de réalisation de la présente invention.

Le système de freinage 1 du dix-huitième mode de réalisation utilise le dispositif d'amplification hydraulique 77 et le maître-cylindre 6 qui sont les mêmes que ceux du dixième mode de réalisation représenté sur la figure 15. A la fois l'orifice de sortie 98 du dispositif d'amplification hydraulique 77 et l'orifice de connexion 130 communiquant avec la chambre primaire 72 du maître-cylindre 6 peuvent être reliés aux cylindres de roue 7, 8. L'électrovanne de commutation 217 relie normalement l'orifice de sortie 98 et l'orifice de connexion 130 aux cylindres de roue 7, 8 de sorte que la chambre de puissance 96 et la chambre primaire 72 du dispositif d'amplification hydraulique 77 sont toutes deux reliées aux cylindres de roue 7, 8. Lorsqu'un jeu existant dans les courses des cylindres de roue 7, 8 est annulé après démarrage de l'opération de freinage, l'électrovanne de commutation 217 est commutée par l'unité de commande électronique pour relier uniquement la chambre primaire 72 aux cylindres de roue 7, 8.

Les autres structures du système de freinage 1 du dix-huitième mode de réalisation sont les mêmes que celles du dixième mode de réalisation.

Dans le système de freinage 1 du dix-huitième mode de réalisation ayant la structure ci-dessus, puisque l'électrovanne de commutation 217 est établie dans la position représentée juste après le démarrage de l'opération de freinage, du fluide sous pression introduit dans la chambre de puissance 96 du dispositif d'amplification hydraulique 77 est directement introduit dans les cylindres de roue 7, 8 à travers l'orifice de sortie 98.

Alors, un jeu existant dans les courses des cylindres de roue 7, 8 est rapidement annulé et à ce moment, l'électrovanne 217 est commutée. Par conséquent, le fluide sous pression commence à être envoyé depuis le maître-cylindre 5 6 vers les cylindres de roue 7, 8. Puisque le jeu existant dans les courses des cylindres de roue 7, 8 est déjà annulé à ce moment, la course de la pédale est raccourcie. La course de pédale peut être modifiée en commandant de manière adaptée les fonctions ARRET/MARCHE de l'électrovanne 10 217 de la même manière que dans les modes de réalisation mentionnés ci-dessus.

Comme il apparaît de la description ci-dessus, conformément au système de freinage de la présente invention, la course des moyens d'actionnement des freins peut 15 être modifiée de plusieurs manières par du fluide, à un moment quelconque ou à chaque fois que nécessaire. Puisque la course des moyens d'actionnement des freins est modifiée par le fluide, la course peut être établie de plusieurs manières en commandant simplement le fluide par 20 l'unité de commande électronique.

Par conséquent, les moyens d'actionnement des freins peuvent être établis de plusieurs manières pour avoir une course de pédale correctement correspondant aux états du véhicule tels que charge, état de fonctionnement 25 des freins, et/ou au choix d'un conducteur.

REVENDEICATIONS

1. Système de freinage (1) dans lequel des
moyens d'émission de force de freinage (4) produisent des
forces de freinage correspondant à l'opération de frein-
5 nage de moyens d'actionnement des freins (2), ledit sys-
tème de freinage (1) étant caractérisé en ce que la plage
de déplacement desdits moyens d'actionnement des freins
(2) peut être modifiée par la commande du fluide.

2. Système de freinage (1) comportant des
10 moyens d'actionnement des freins (2), des moyens d'émis-
sion de pression de freinage pour produire une pression
de fluide de frein conforme au fonctionnement desdits
moyens d'actionnement des freins (2), et des moyens
d'émission de force de freinage (4) pour produire des
15 forces de freinage correspondant à la pression de frein-
nage, ledit système de freinage (1) étant caractérisé en
ce qu'il comporte de plus

des moyens de commande de plage de déplacement
pour permettre de changer la plage de déplacement desdits
20 moyens d'actionnement des freins (2) par une commande de
fluide, la plage de déplacement desdits moyens d'action-
nement des freins (2) étant changée par les moyens de
commande de plage de déplacement.

3. Système de freinage (1) selon la revendica-
25 tion 2, caractérisé en ce que lesdits moyens d'émission
de pression de freinage comportent un dispositif d'ampli-
fication de pression (5), et lesdits moyens de commande
de plage de déplacement sont agencés dans ledit disposi-
tif d'amplification de pression (5).

4. Système de freinage (1) selon la revendica-
30 tion 3, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande
de plage de déplacement commandent le déplacement relatif
d'un élément de sortie dudit dispositif d'amplification
de pression (5) par rapport à un élément d'entrée dudit
35 dispositif d'amplification de pression (5) en utilisant

un fluide pour changer la plage de déplacement desdits moyens d'actionnement des freins (2).

5 5. Système de freinage (1) selon la revendication 4, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande de plage de déplacement commandent la réaction d'un mécanisme de réaction dudit dispositif d'amplification de pression (5) en utilisant un fluide pour commander le déplacement dudit élément de sortie par rapport audit élément d'entrée.

10 6. Système de freinage (1) selon la revendication 4, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande de plage de déplacement commandent le déplacement de moyens formant soupape de commande (26) dudit dispositif d'amplification de pression par rapport auxdits moyens de
15 sortie en utilisant du fluide pour commander le déplacement dudit élément de sortie par rapport audit élément d'entrée.

20 7. Système de freinage (1) selon la revendication 2, caractérisé en ce que lesdits moyens d'émission de pression de freinage comportent un dispositif d'amplification de pression (5) et un maître-cylindre (6) actionné par le dispositif d'amplification de pression (5), et lesdits moyens de commande de plage de déplacement sont agencés entre le dispositif d'amplification de pression (5) et le maître-cylindre (6).

25 8. Système de freinage (1) selon la revendication 7, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande de plage de déplacement commandent le déplacement d'un piston dudit maître-cylindre (6) par rapport à un élément de sortie dudit dispositif d'amplification de pression (5) en utilisant un fluide pour changer la plage de déplacement desdits moyens d'actionnement des freins (2).

30 9. Système de freinage (1) selon l'une quelconque des revendications 3 à 8, caractérisé en ce que ledit
35 dispositif d'amplification de pression (5) est un dispo-

sitif quelconque parmi un dispositif d'amplification à dépression (5), un dispositif d'amplification hydraulique (77), un dispositif d'amplification à air comprimé.

5 10. Système de freinage (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que ledit fluide est un gaz ou un liquide.

10 11. Système de freinage (1) selon la revendication 2, caractérisé en ce que lesdits moyens de sortie de pression de freinage comportent un maître-cylindre (6) et les moyens de commande de plage de déplacement sont agencés dans le maître-cylindre (6).

15 12. Système de freinage (1) selon la revendication 11, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande de plage de déplacement commandent la quantité de fluide évacué du maître-cylindre (6) en utilisant ledit fluide pour changer la plage de déplacement.

20 13. Système de freinage (1) selon la revendication 11, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande de plage de déplacement sont agencés entre lesdits moyens de sortie de pression de freinage et lesdits moyens d'émission de force de freinage (4).

25 14. Système de freinage (1) selon la revendication 13, caractérisé en ce qu'il comporte de plus une source de pression de fluide pour produire une pression de fluide, les moyens de commande de plage de déplacement ayant une électrovanne de commutation (143 ; 218 ; 217) qui commute sélectivement pour envoyer l'une ou l'autre pression parmi la pression de fluide provenant des moyens de sortie de pression de freinage ou la pression de fluide provenant de ladite source de pression de fluide vers lesdits moyens d'émission de force de freinage (4).

30 15. Système de freinage (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que le changement de plage de déplacement desdits moyens

101

d'actionnement des freins (2) est effectué à chaque fois qu'une condition prédéterminée est satisfaite.

- 5 16. Système de freinage (1) selon la revendication 15, caractérisé en ce que ladite condition prédéterminée est établie sur la base d'au moins une des conditions telles qu'une condition de charge du véhicule, une condition de fonctionnement des freins, l'état de surface de la route, et du choix d'un conducteur.

1/28

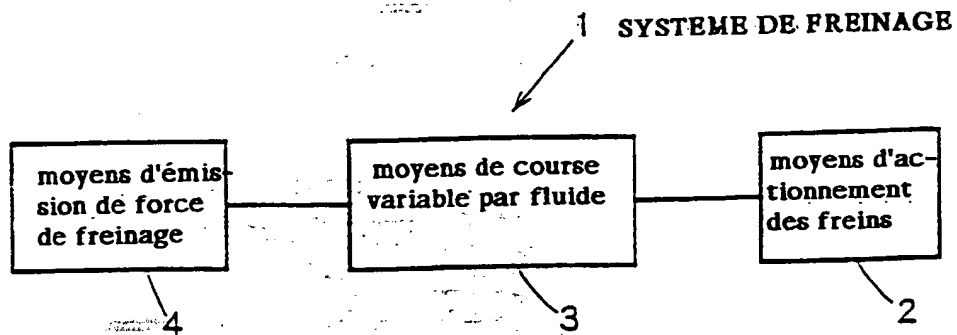


Fig. 1

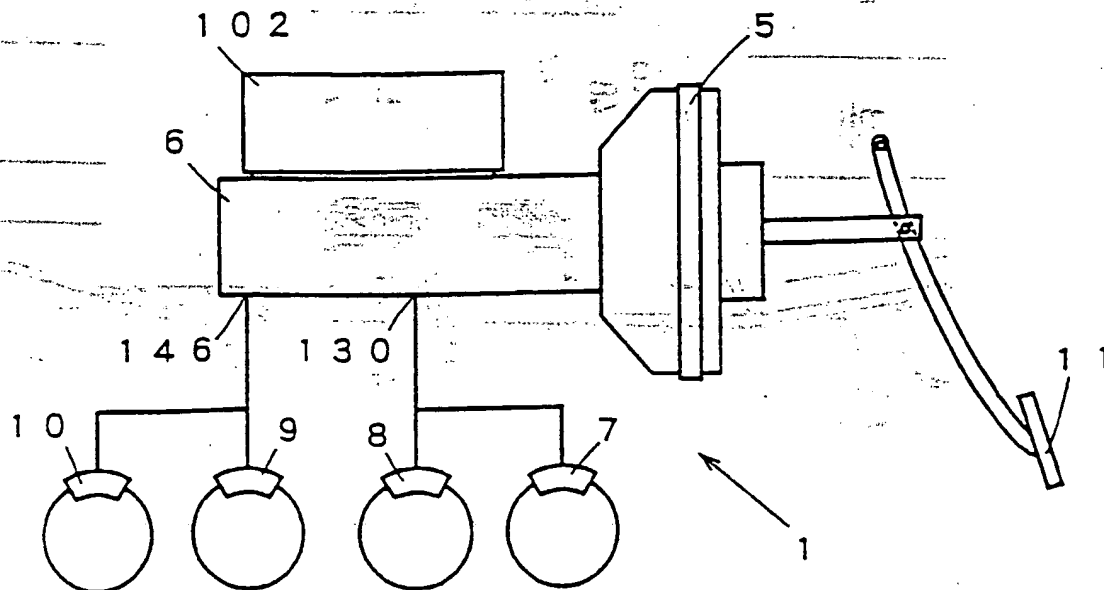


Fig. 2

Fig. 3

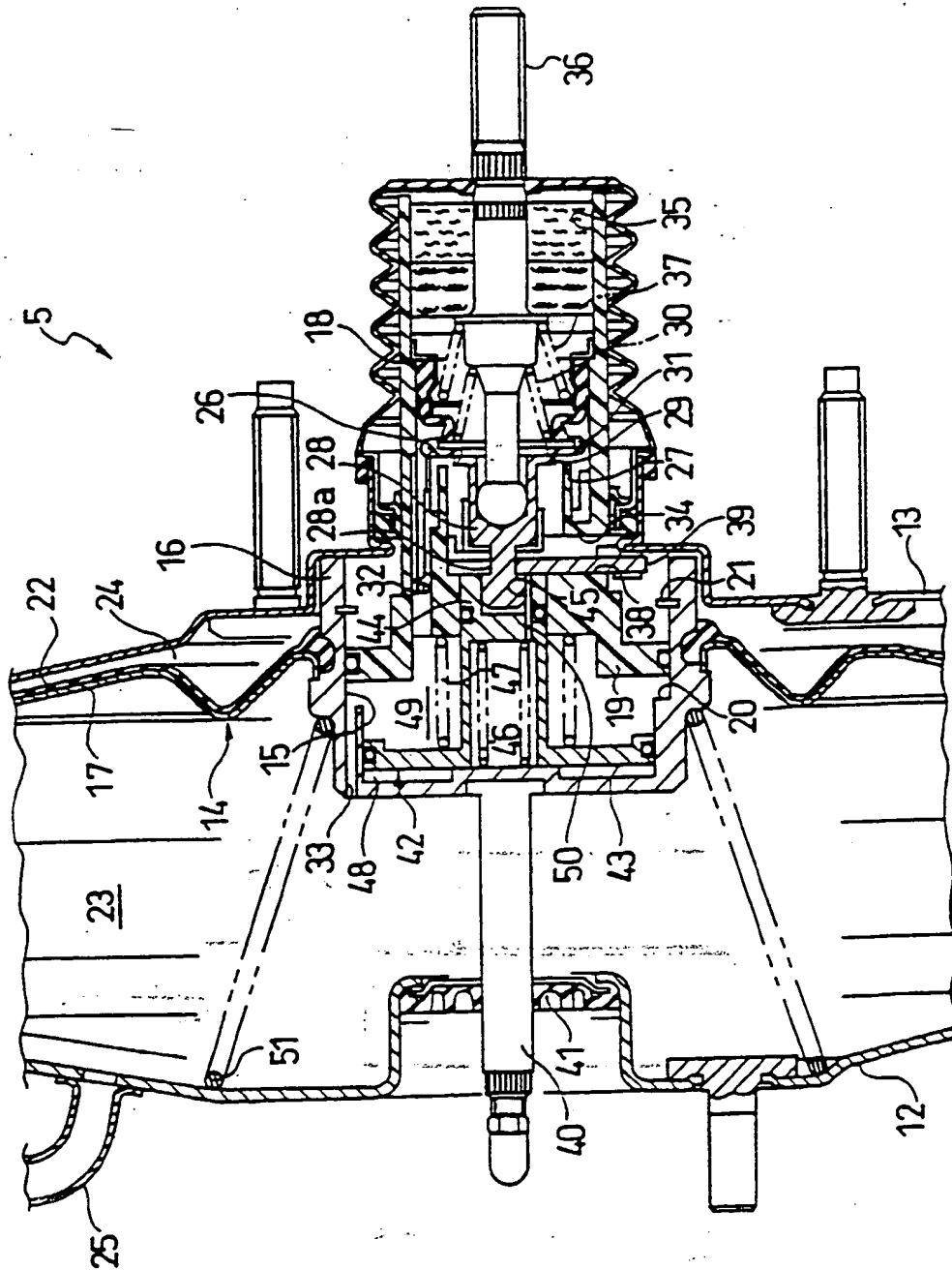


Fig. 4

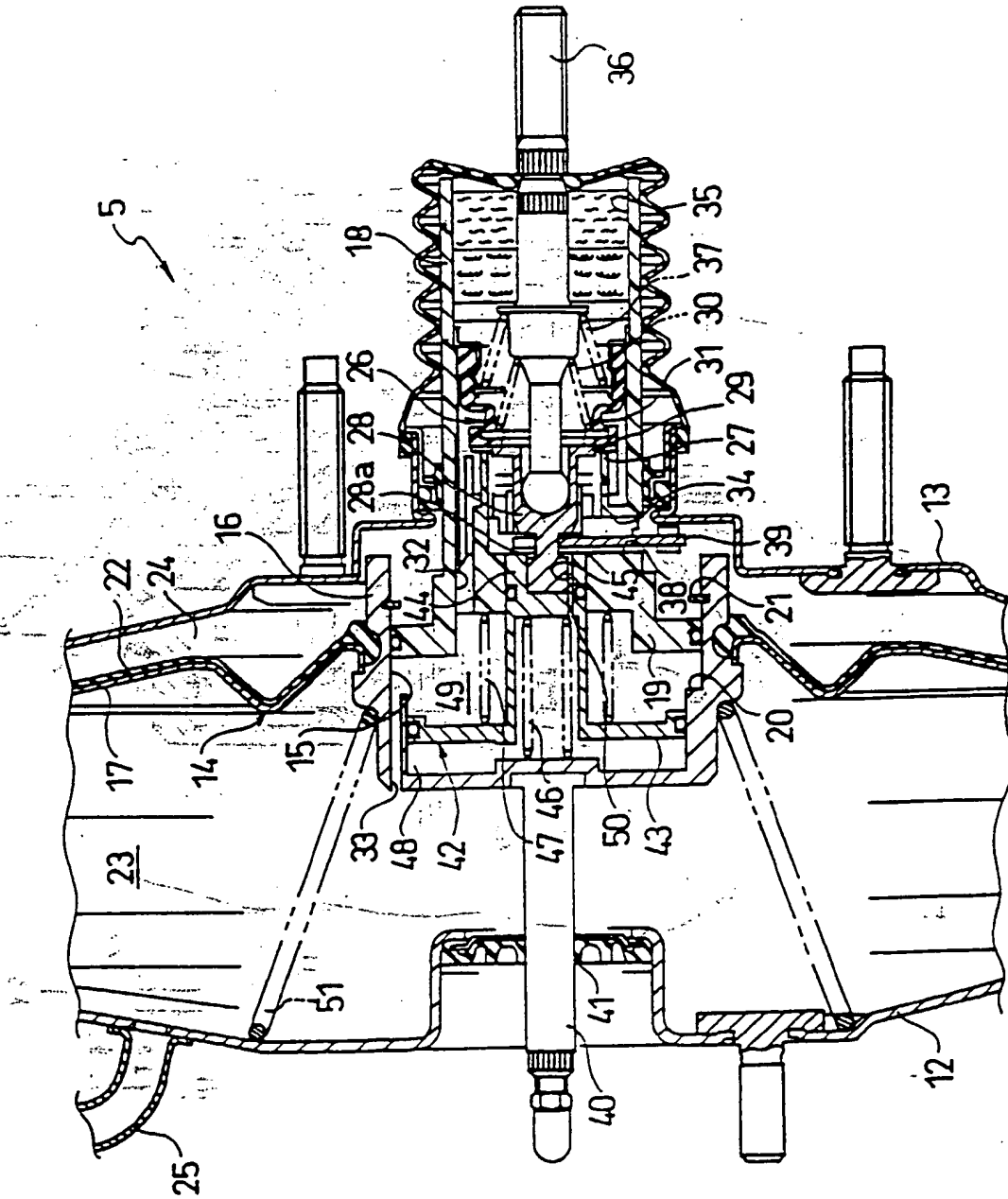


Fig. 5

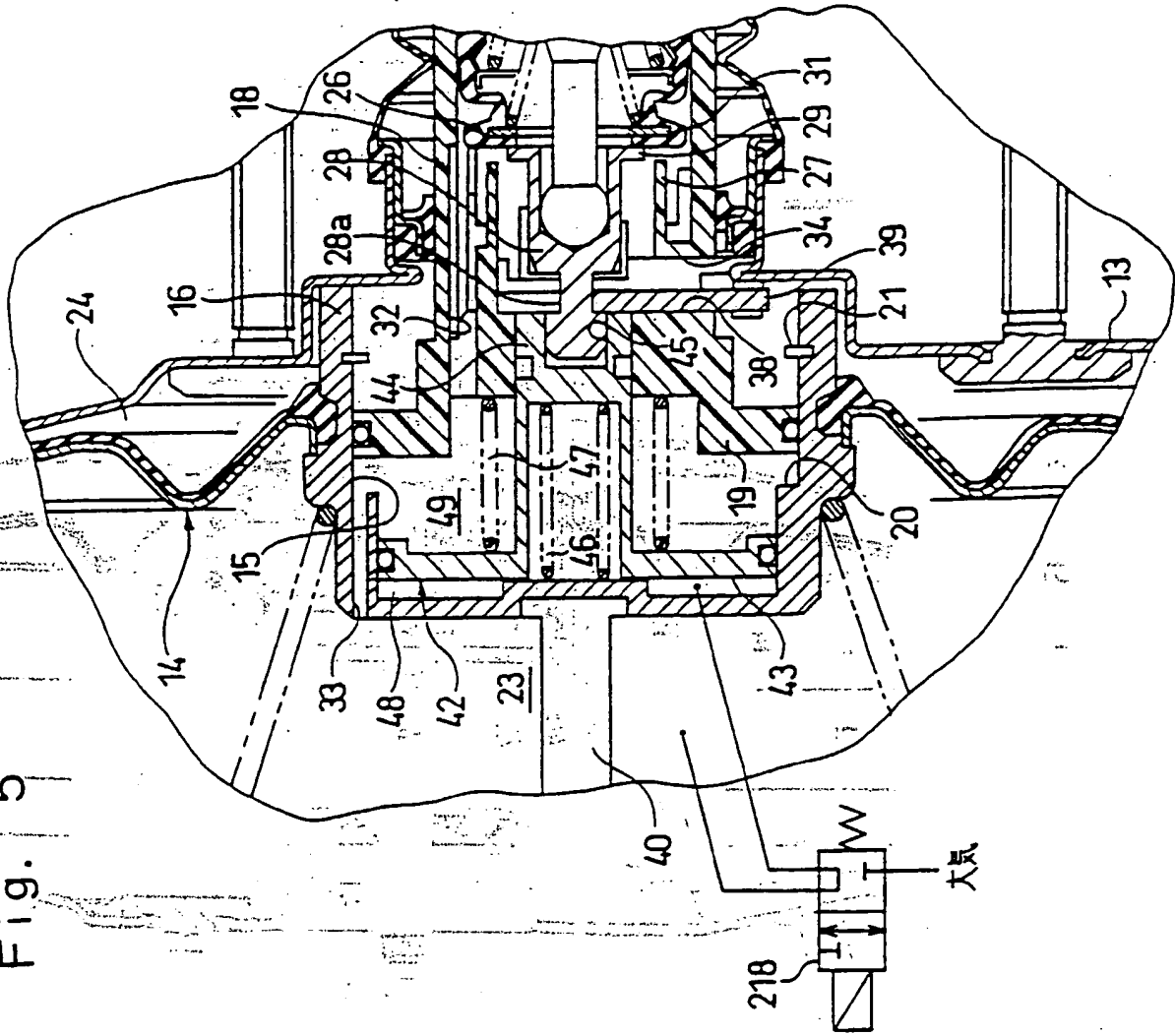
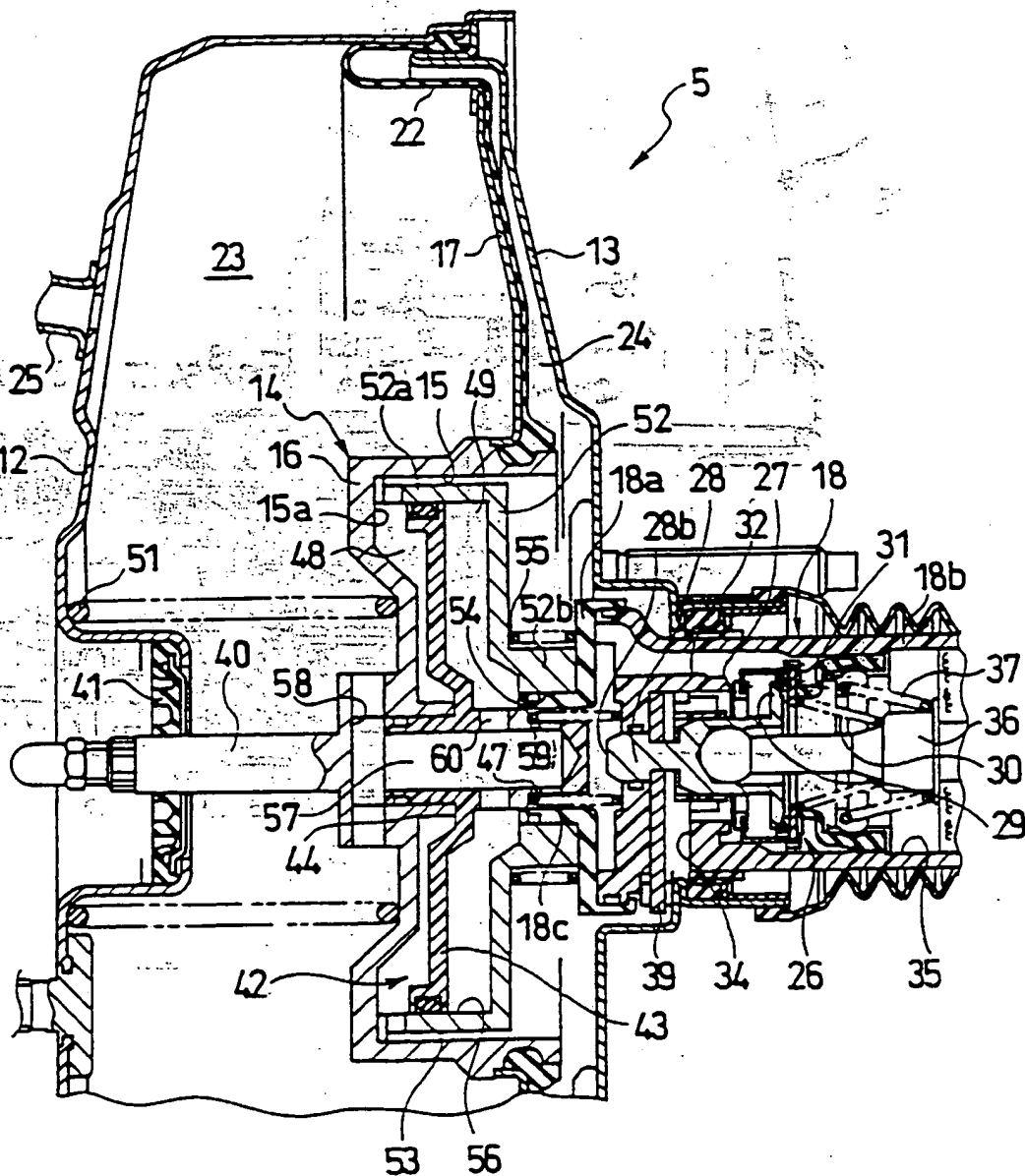
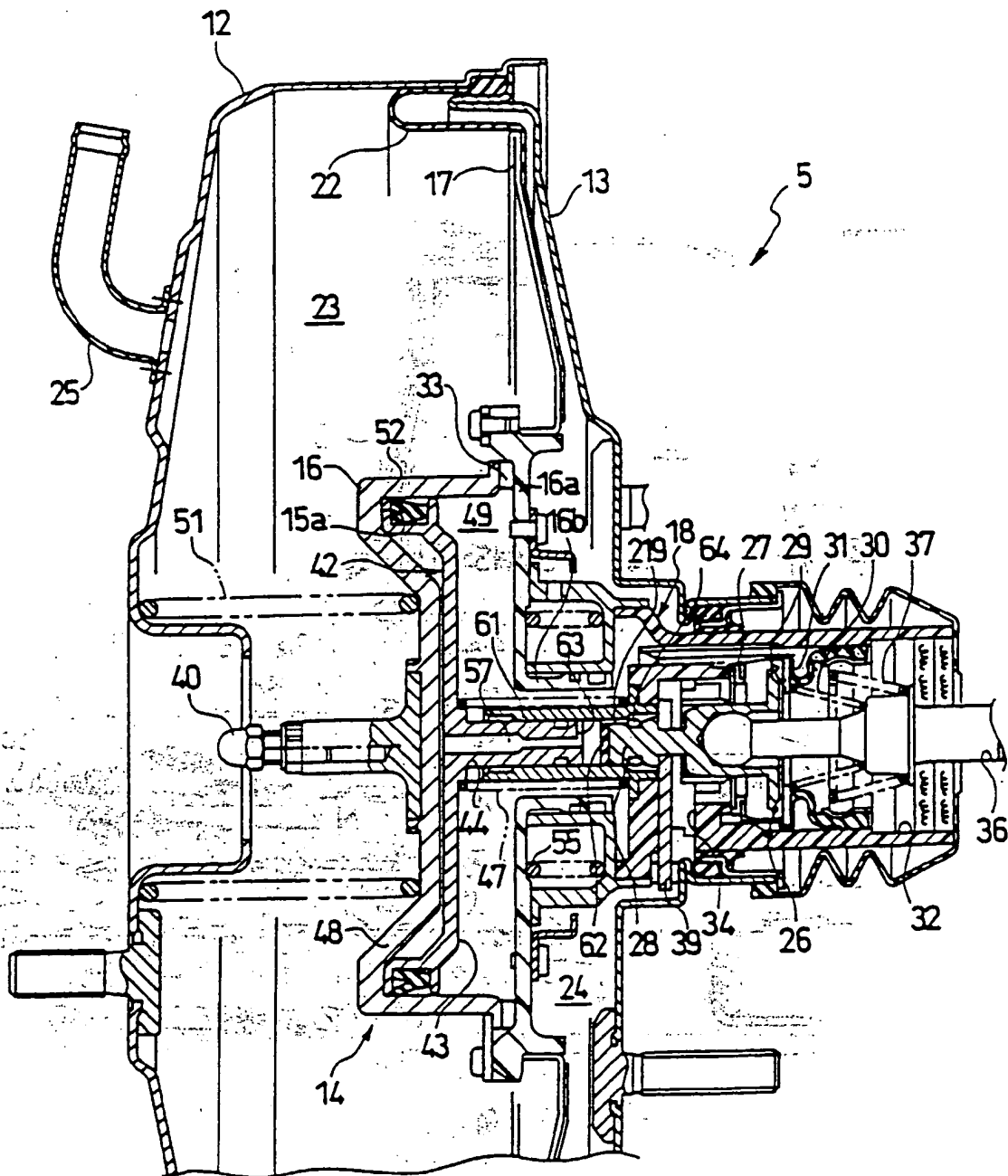


Fig. 6



6/28

Fig. 7



7/28

Fig. 8

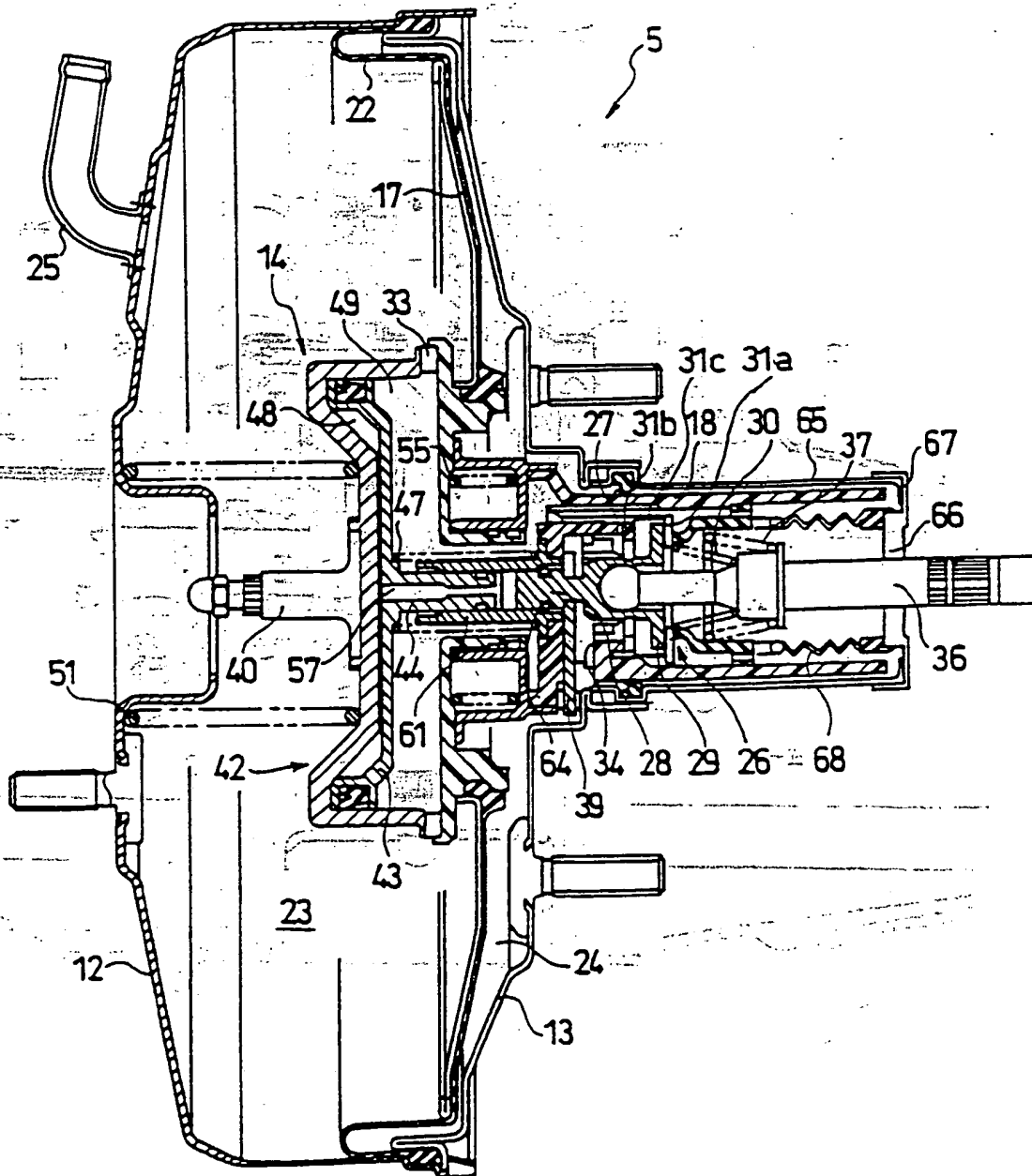
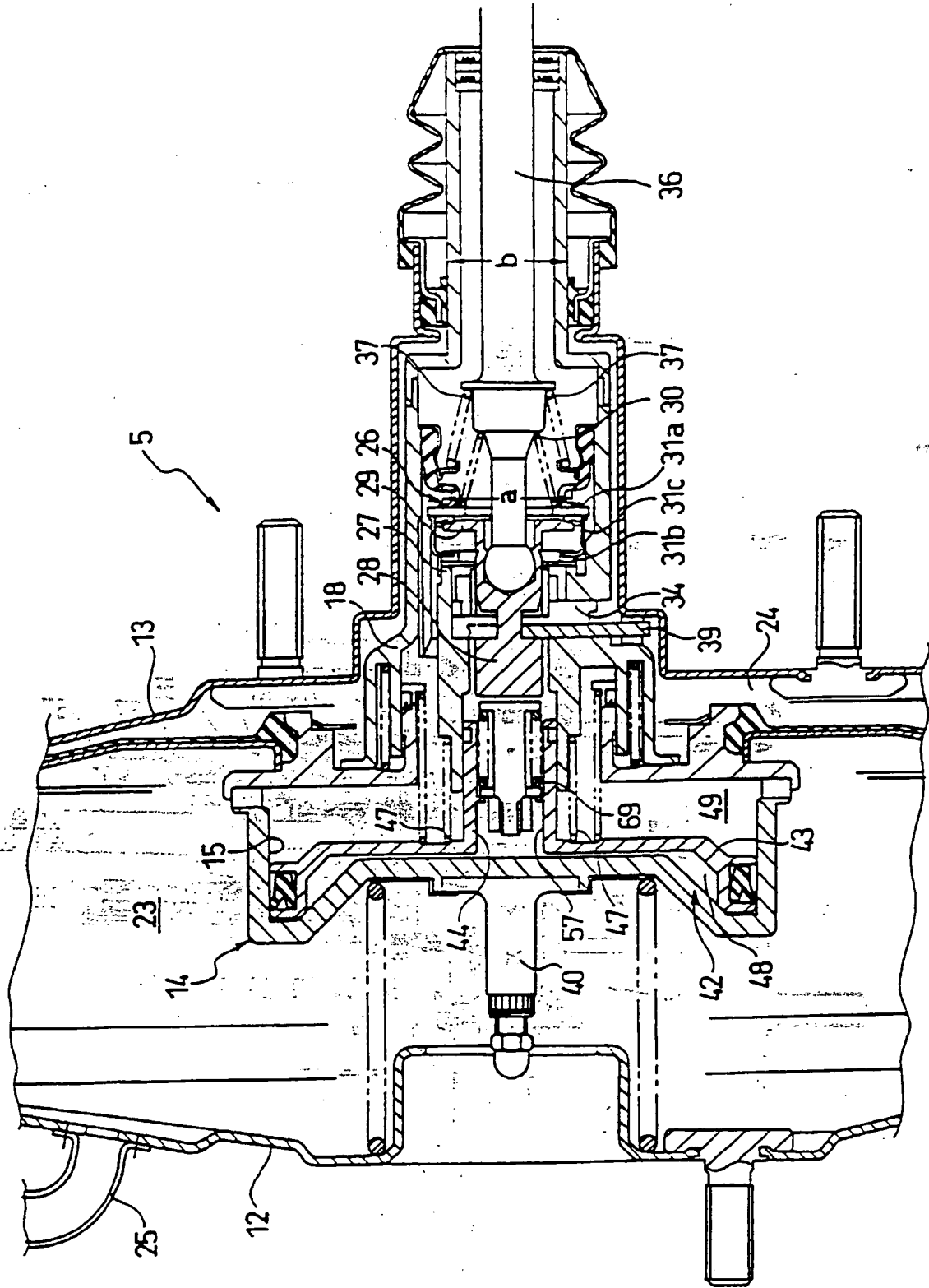


Fig. 9



9/28

Fig. 10

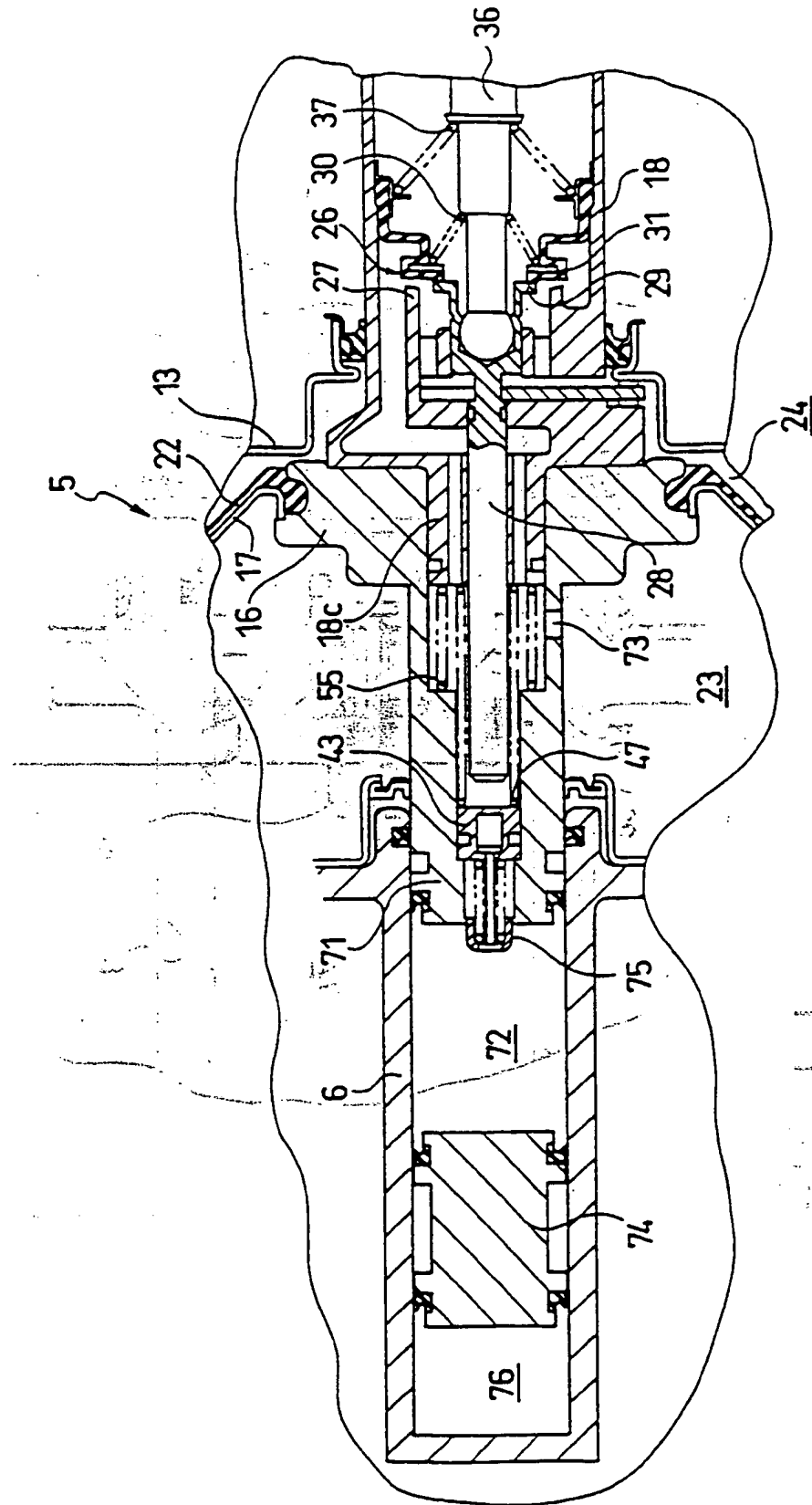
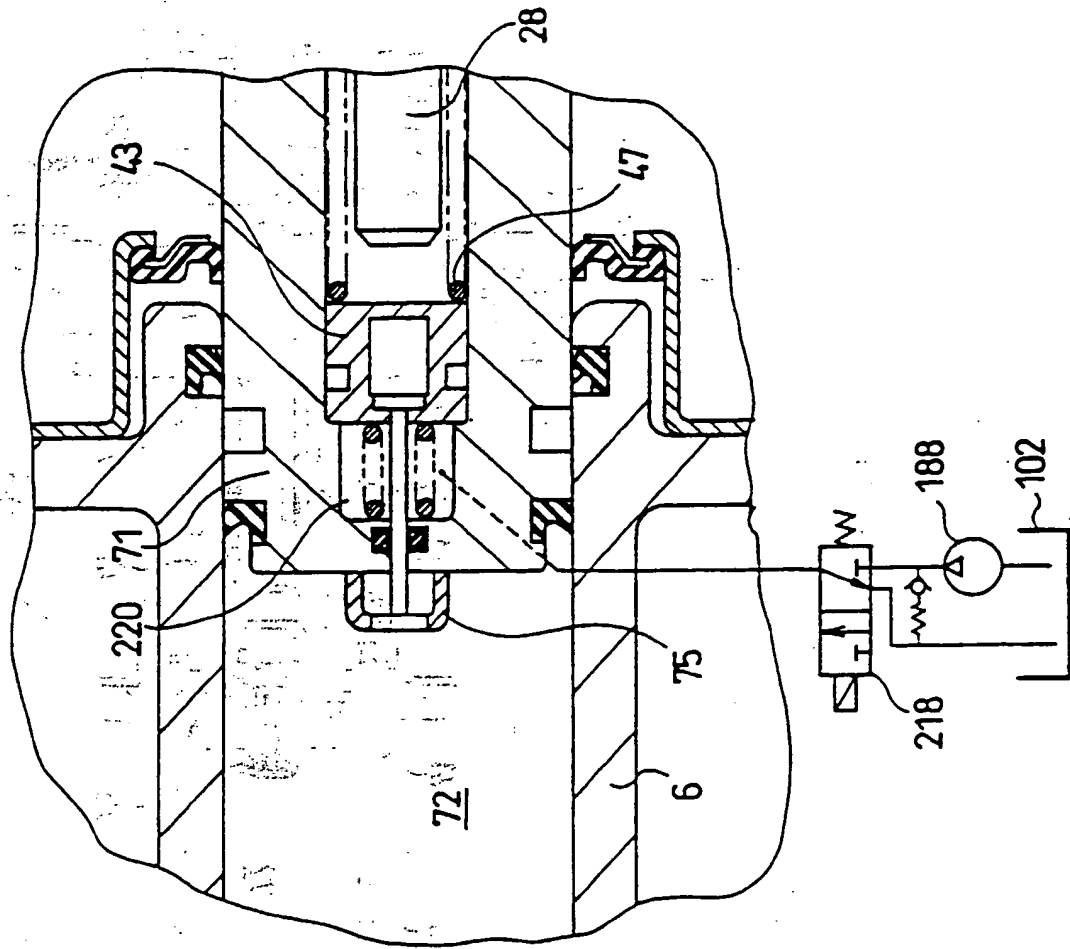


Fig. 1 1



11/28

Fig. 1 2

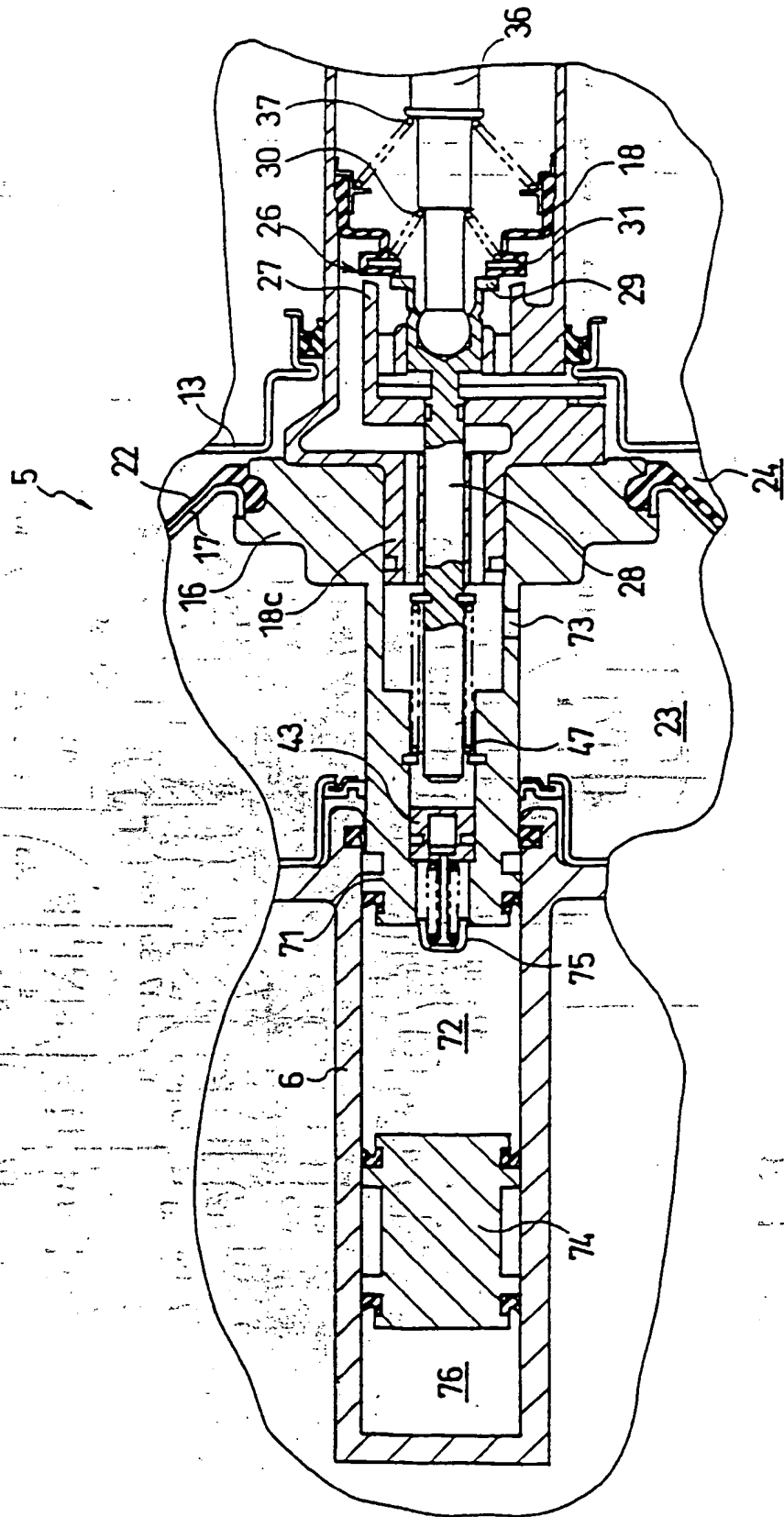
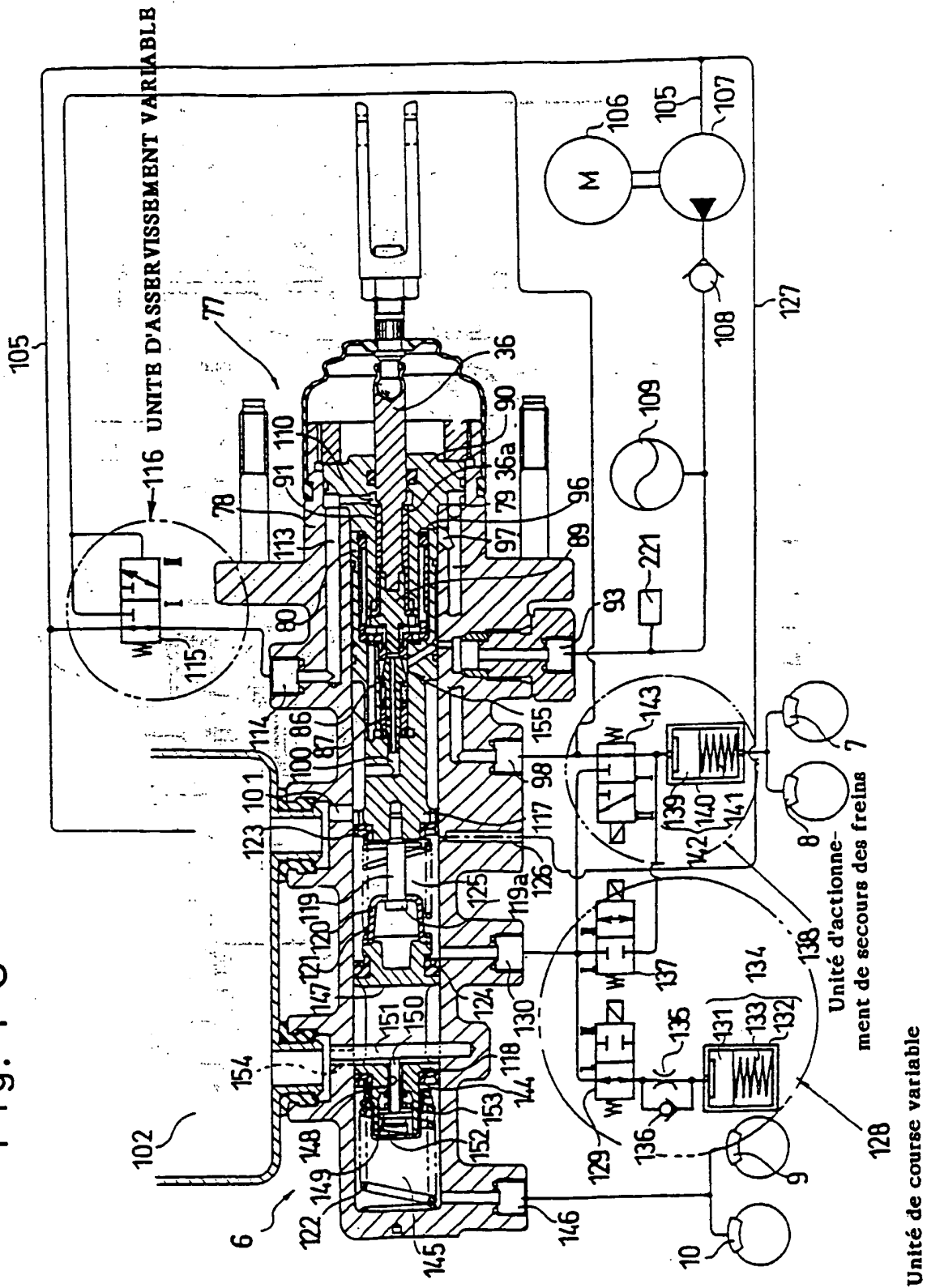


Fig. 1 3



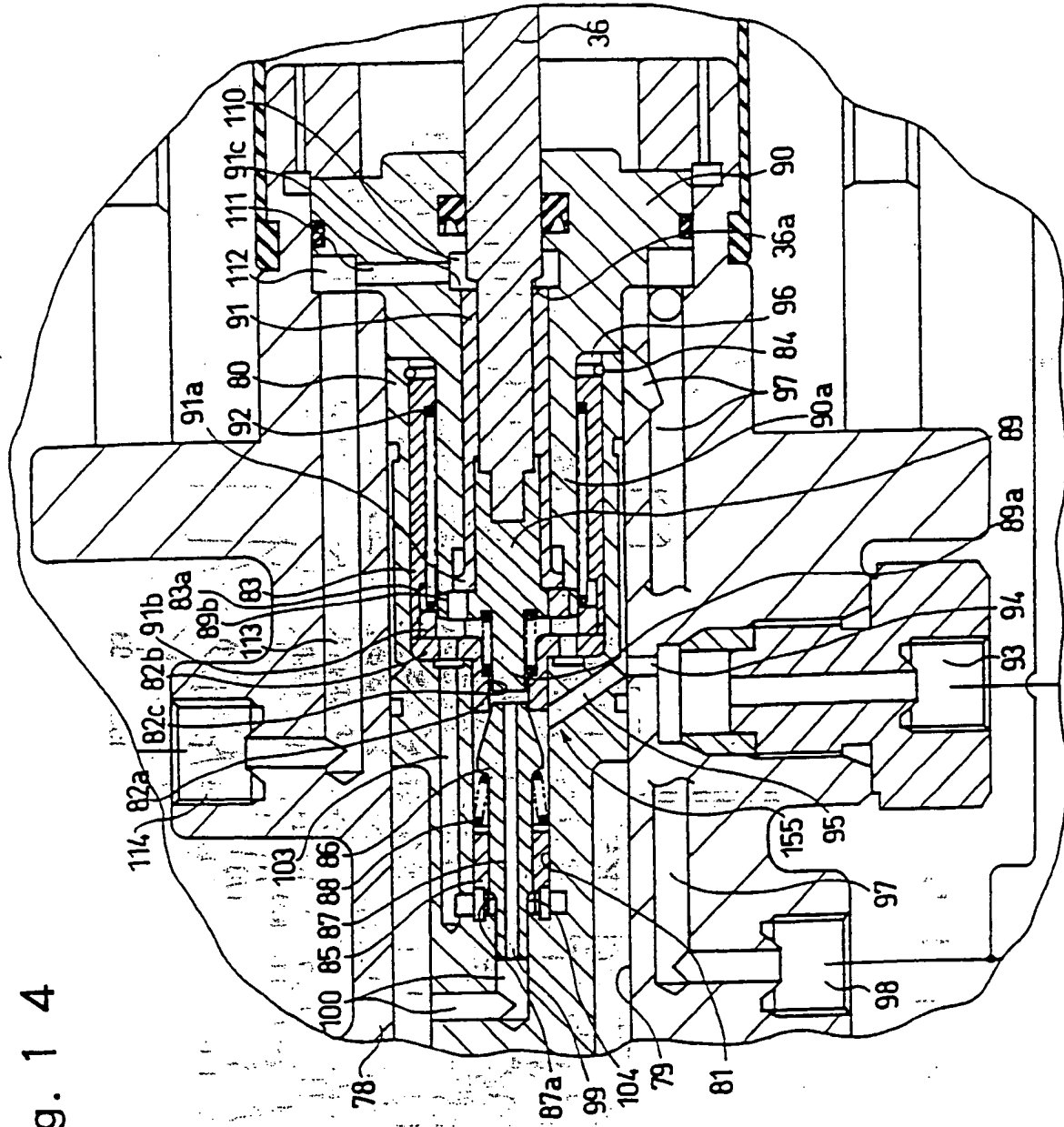


Fig. 15

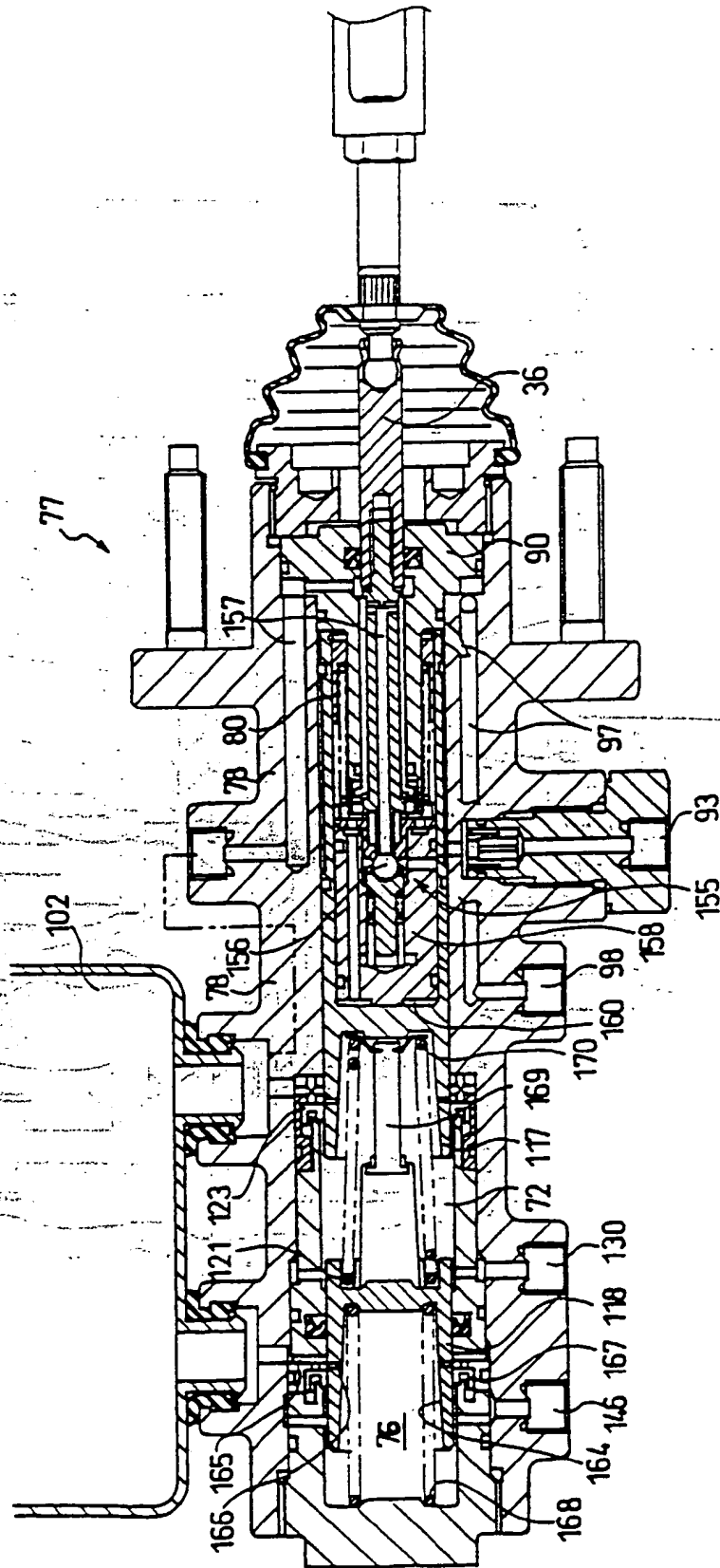


Fig. 17

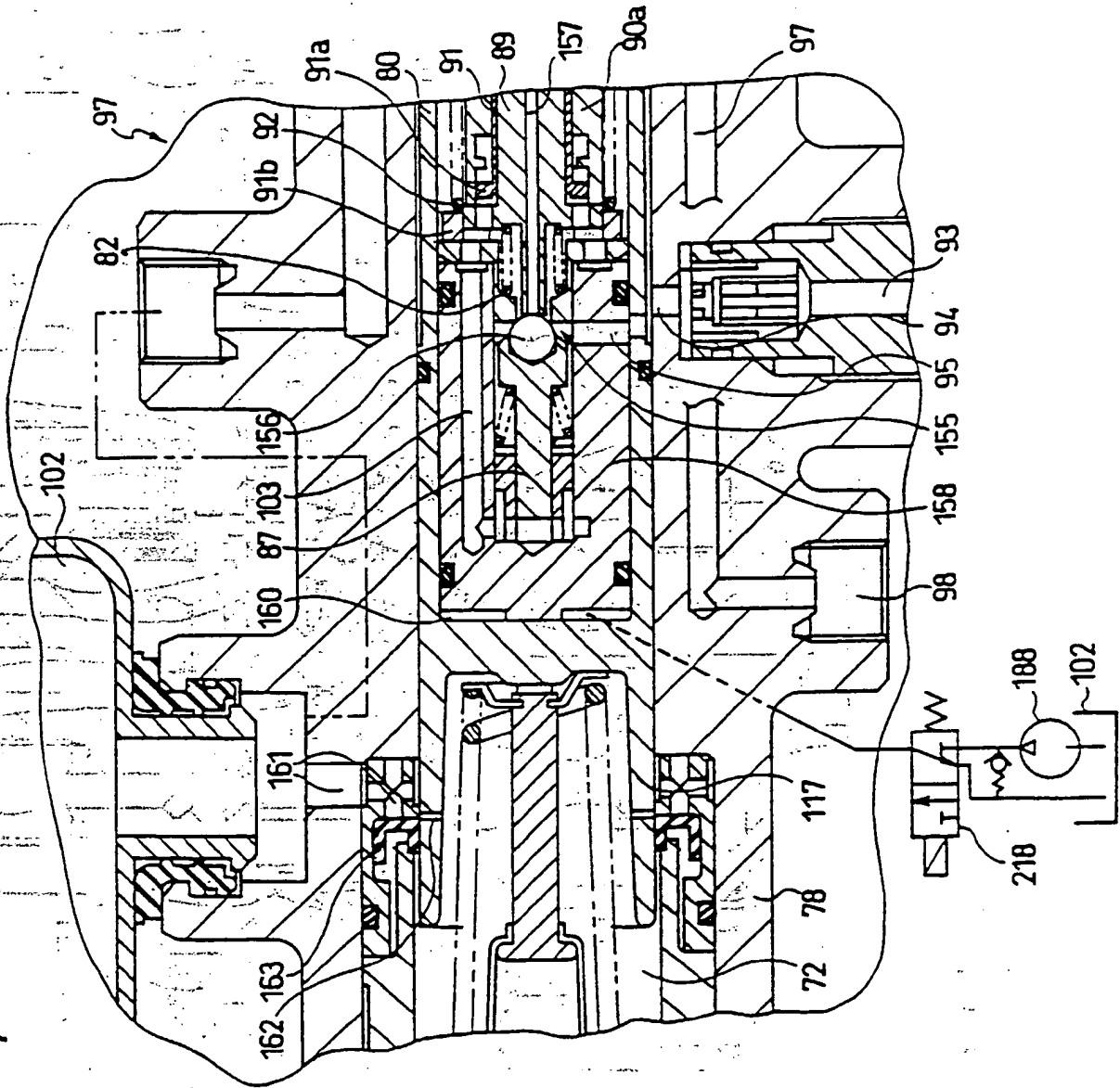


Fig. 1 8

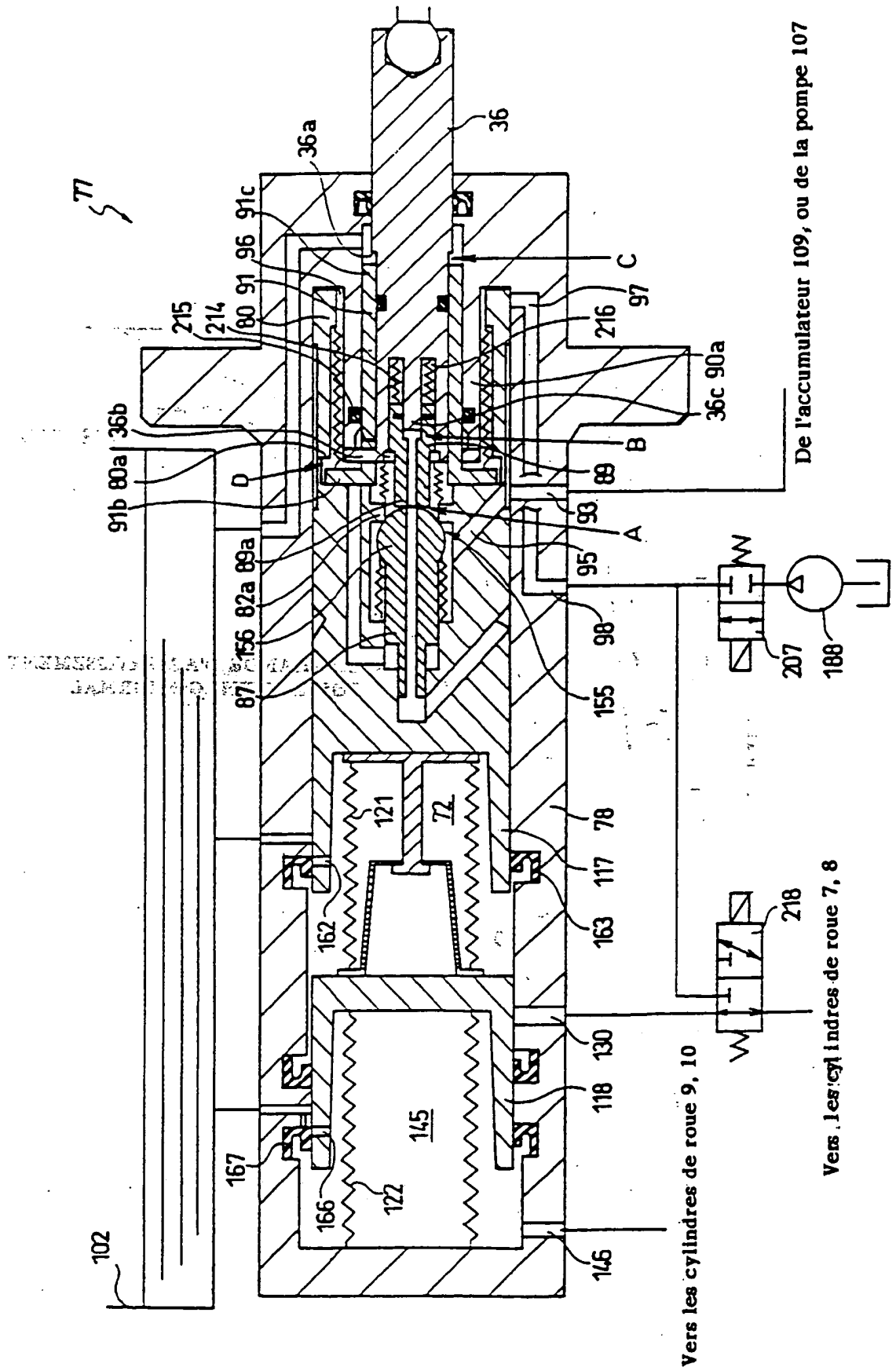


Fig. 1 9

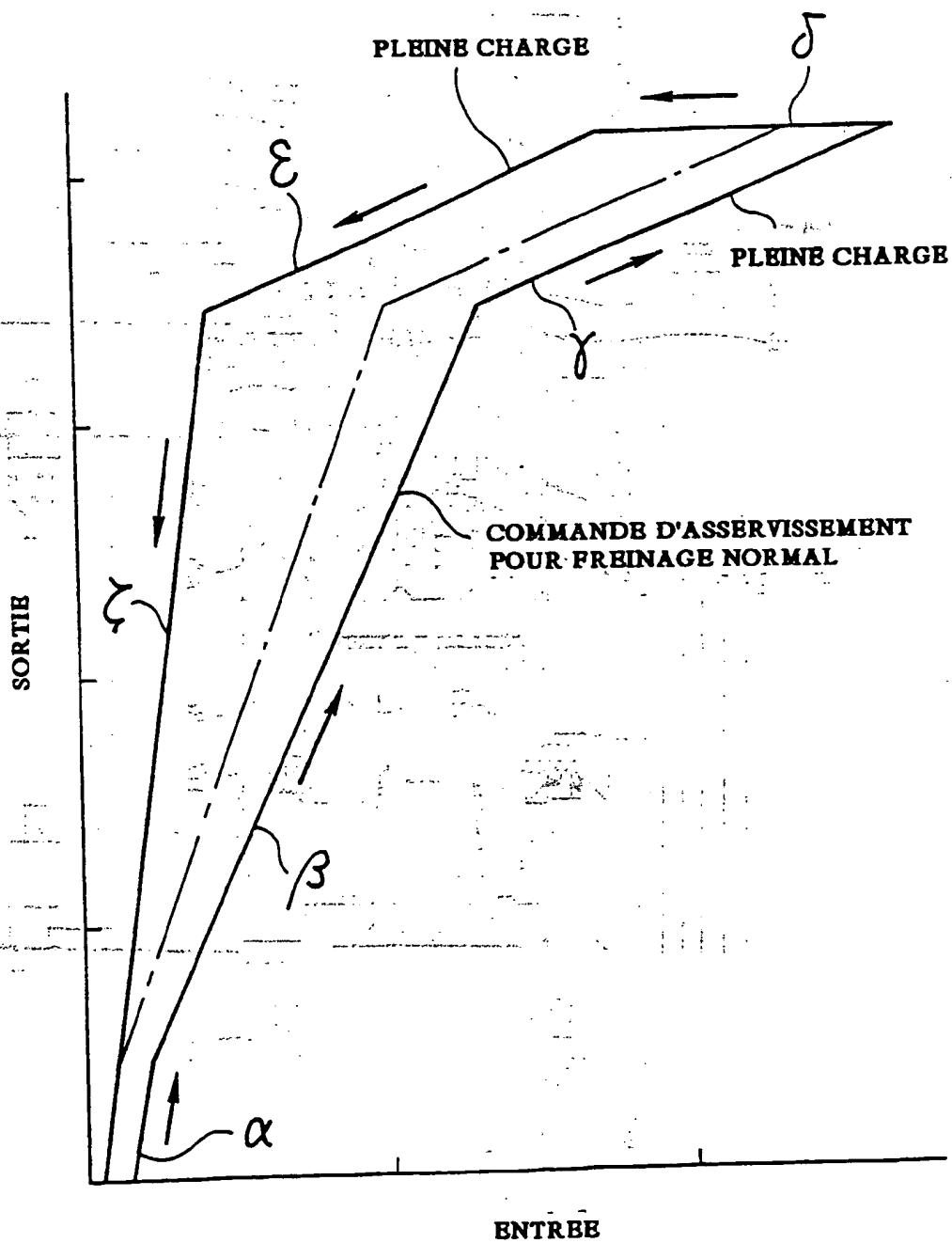


Fig. 20

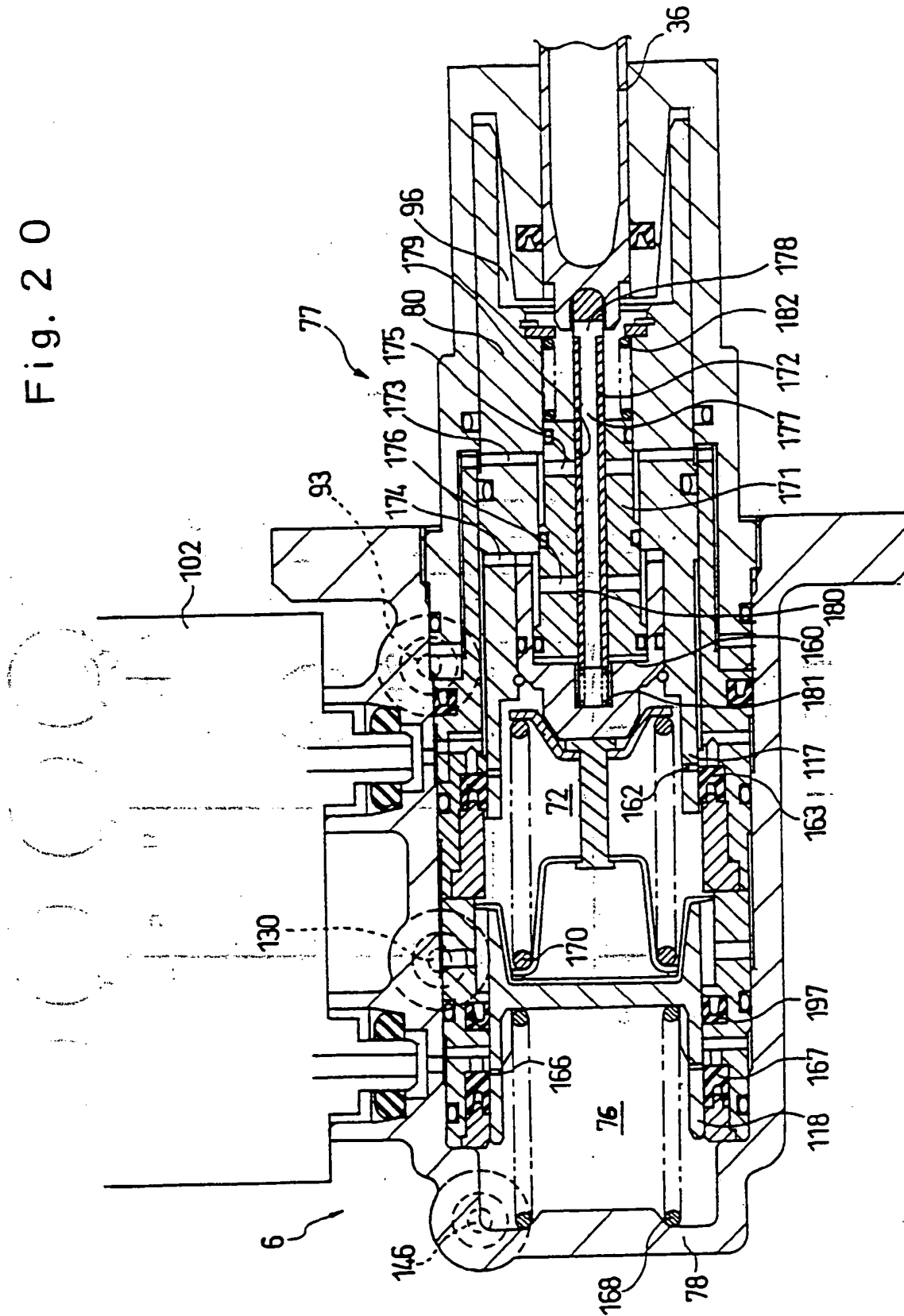


Fig. 21

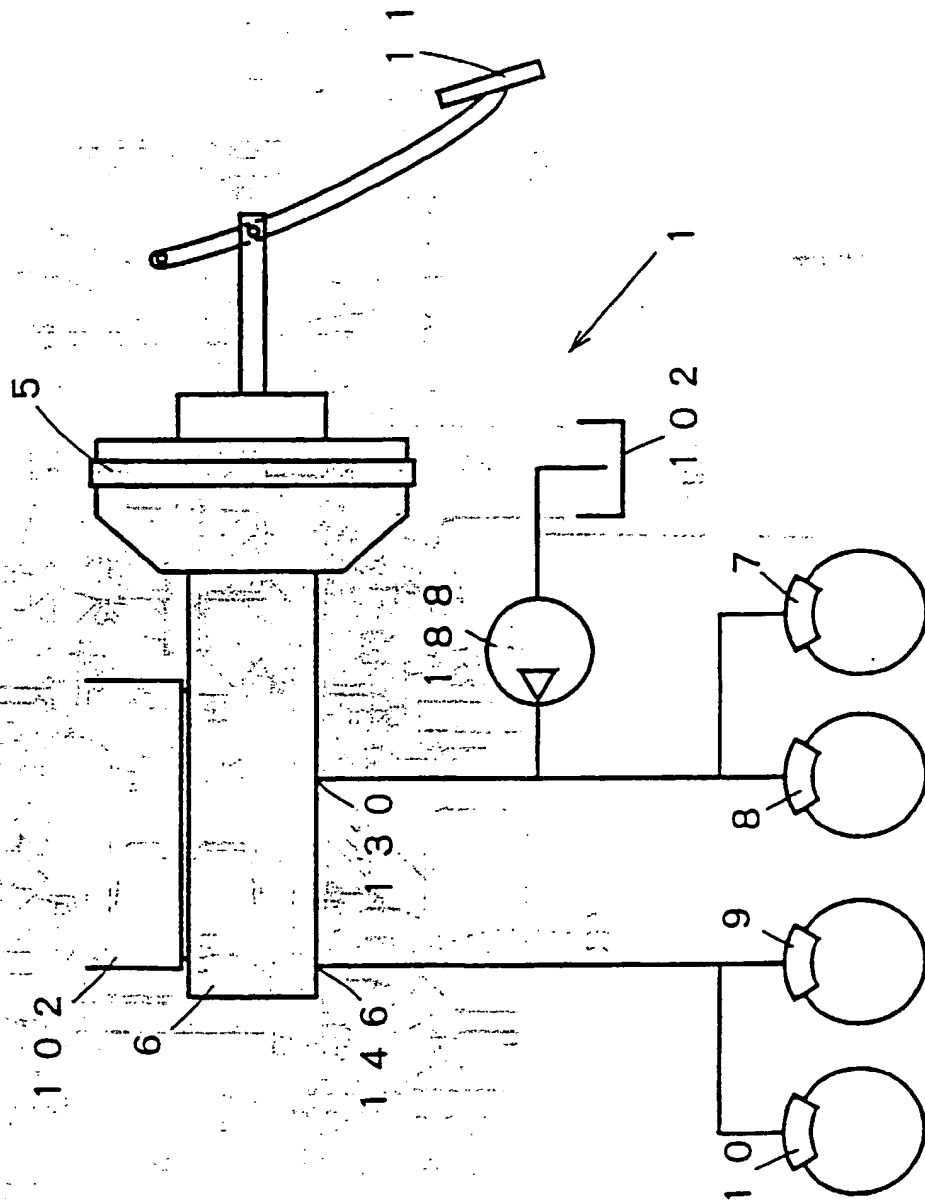


Fig. 2 2

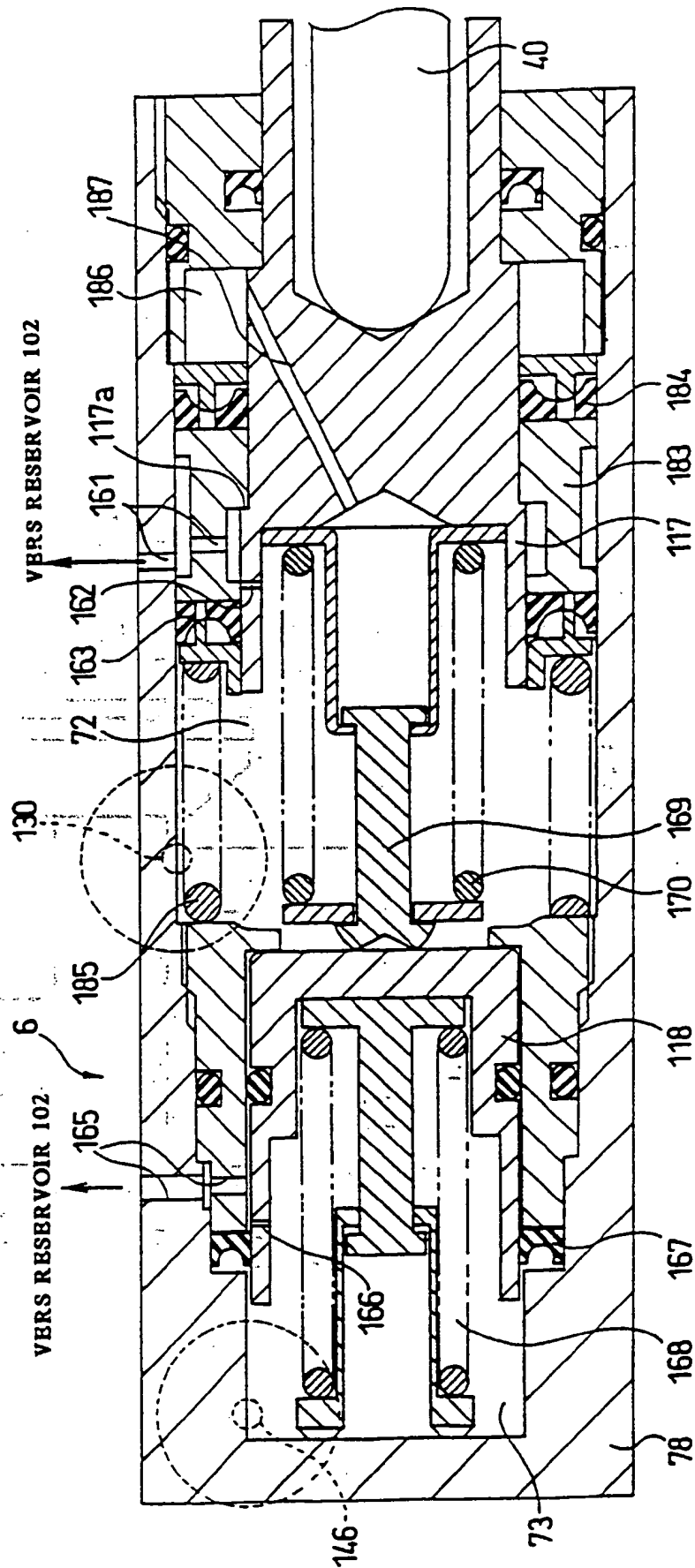


Fig. 23

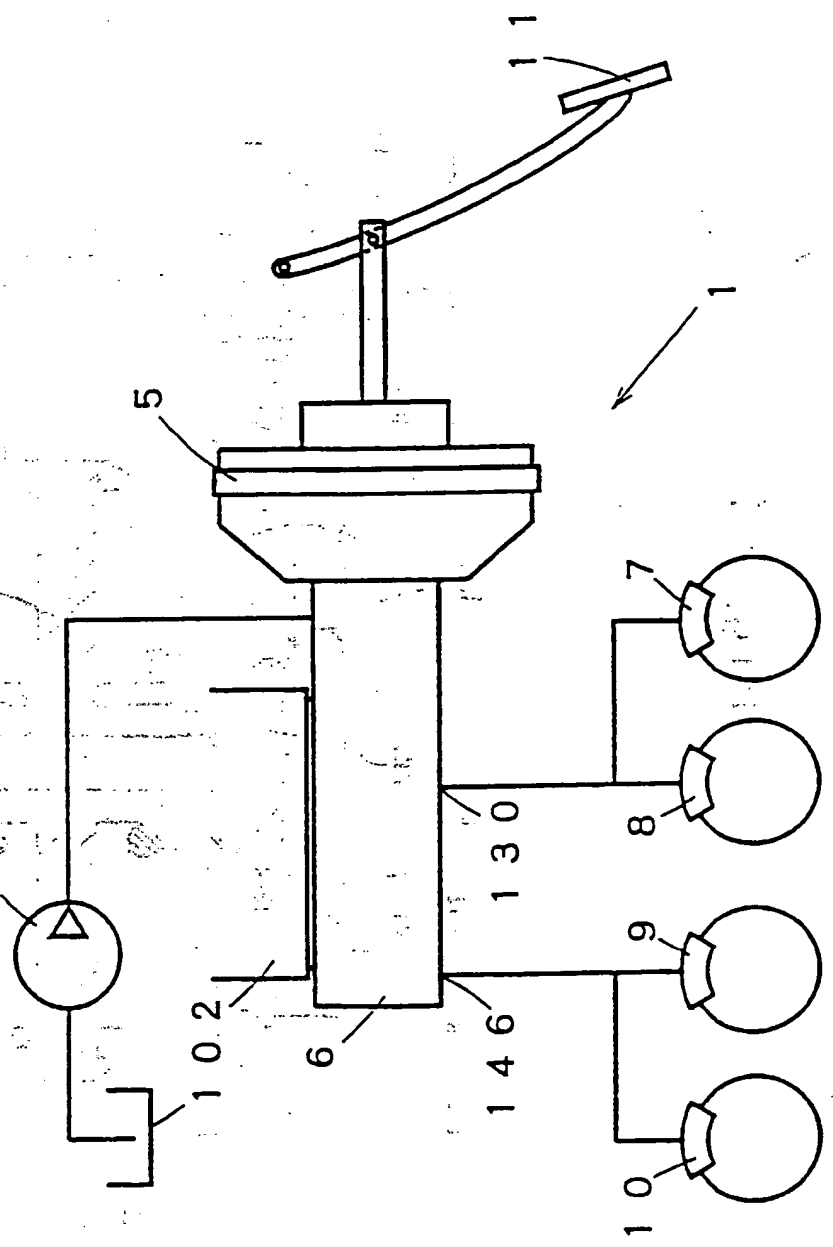


Fig. 2 4

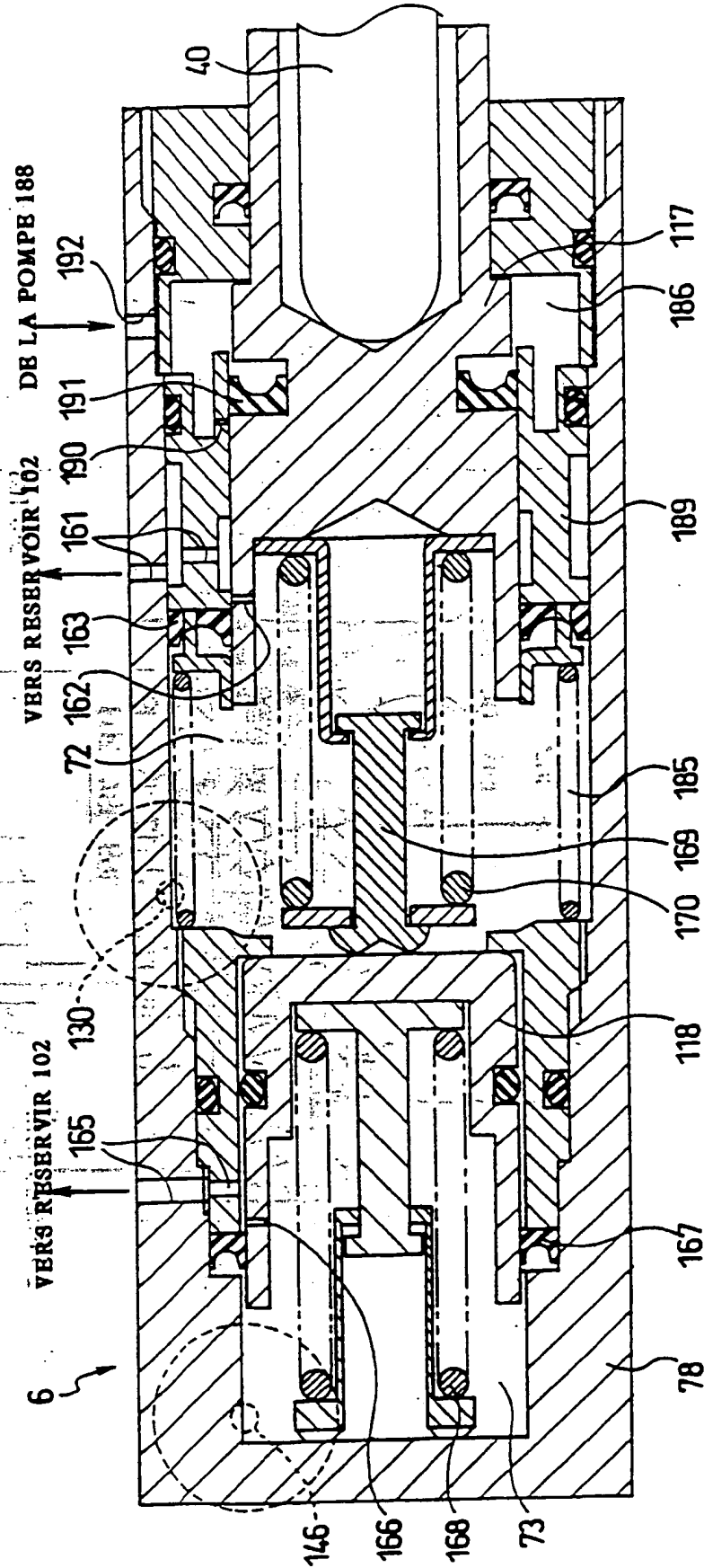


Fig. 25

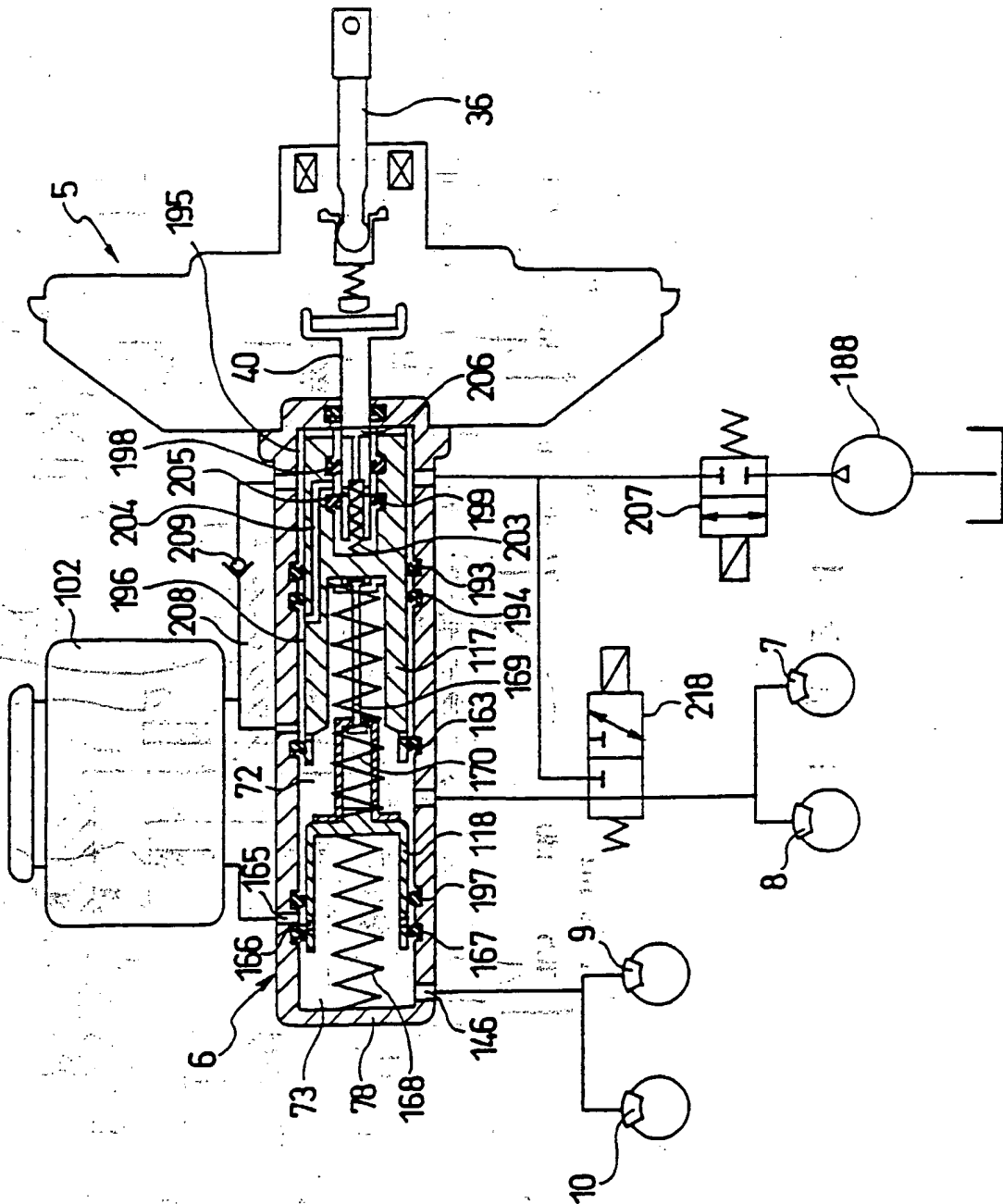


Fig. 26

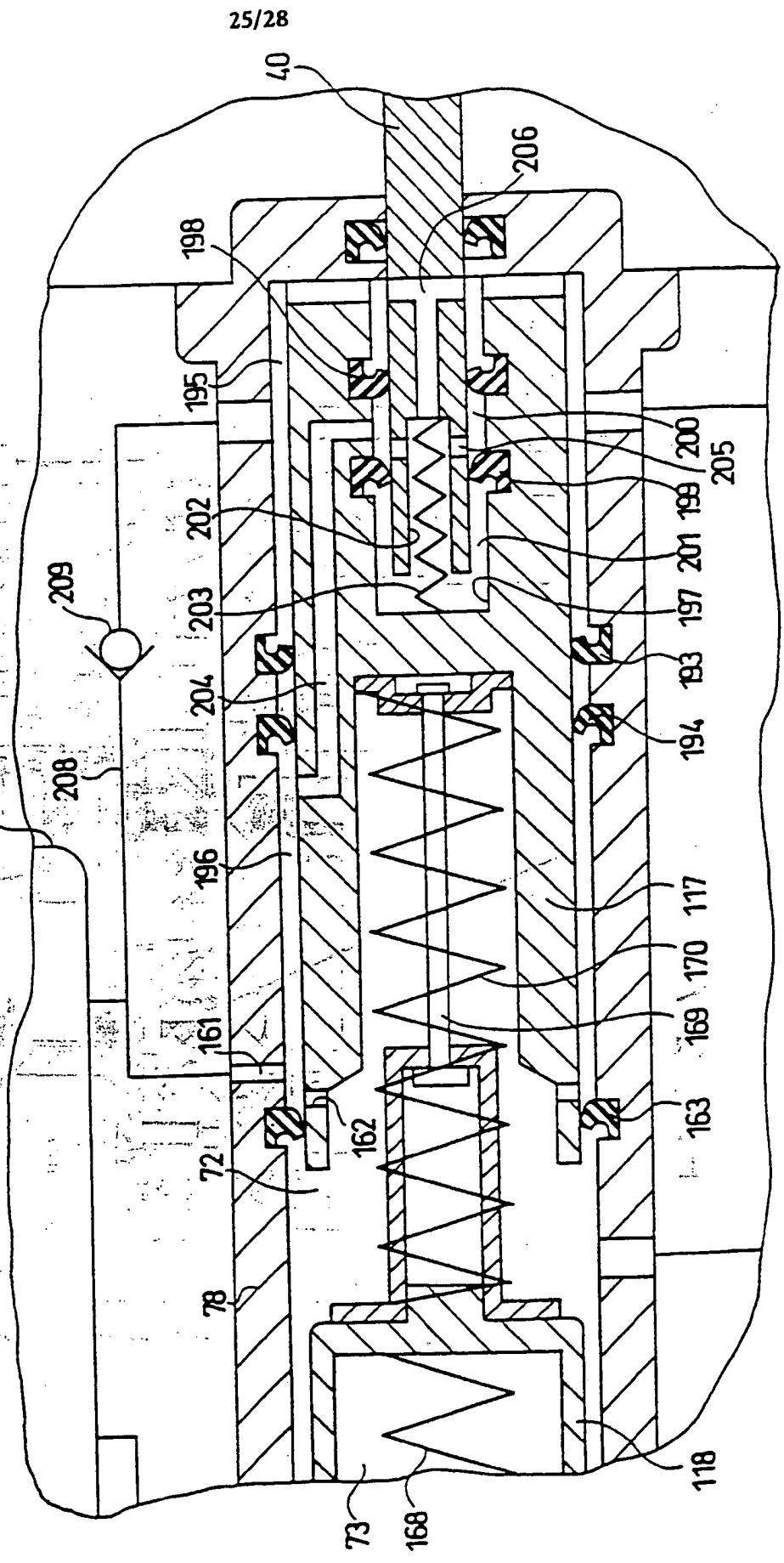


Fig. 27

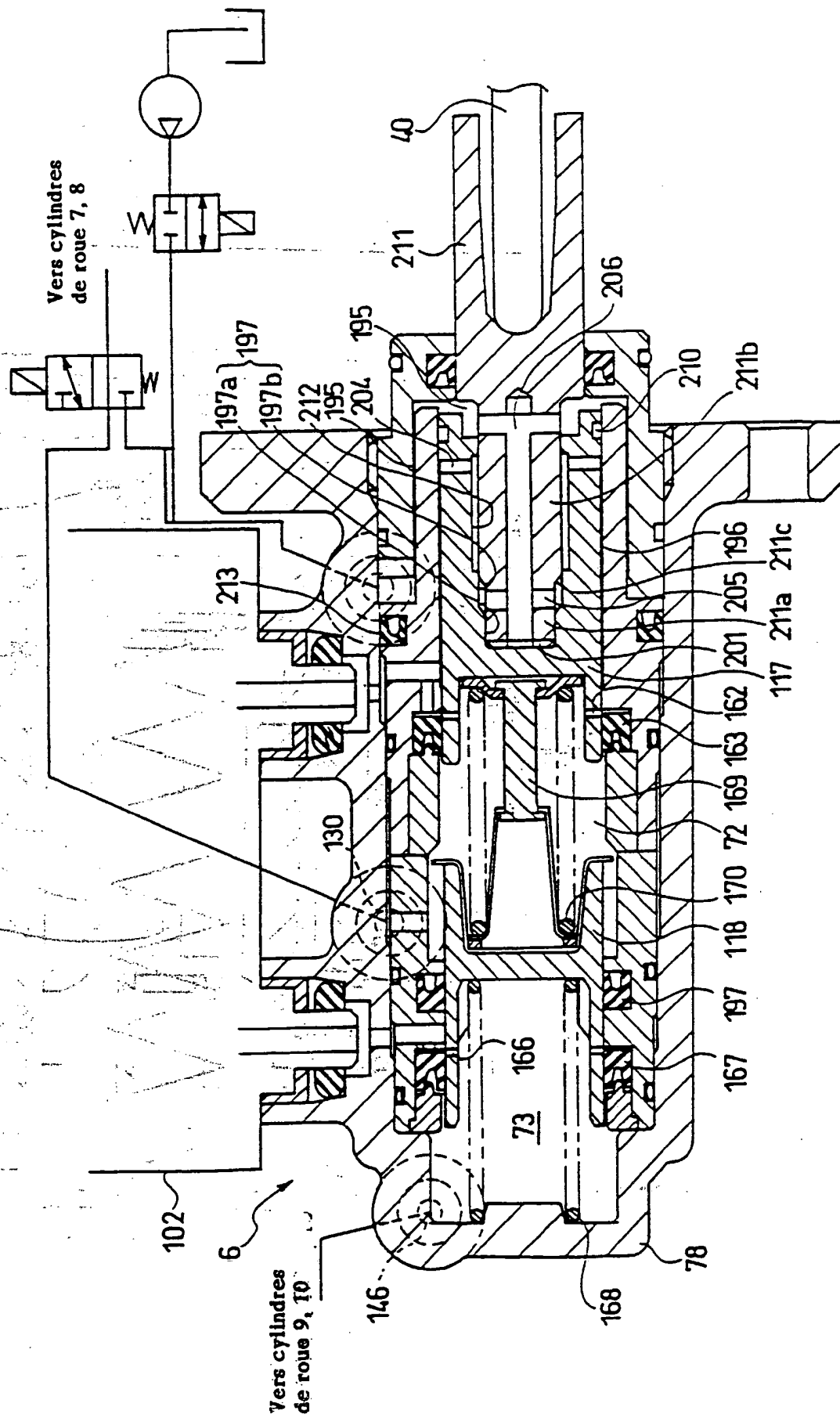


Fig. 28

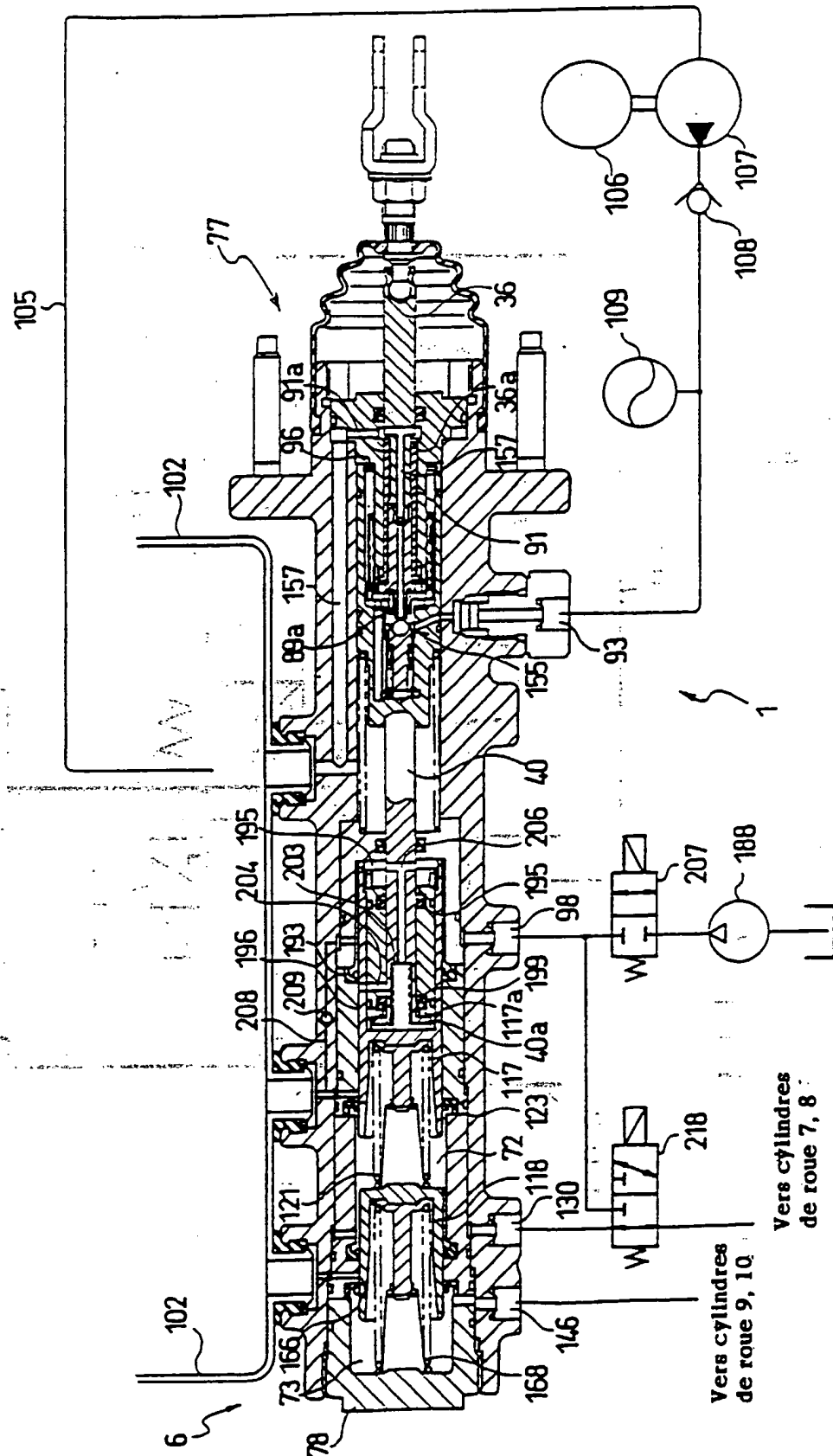


Fig. 29

